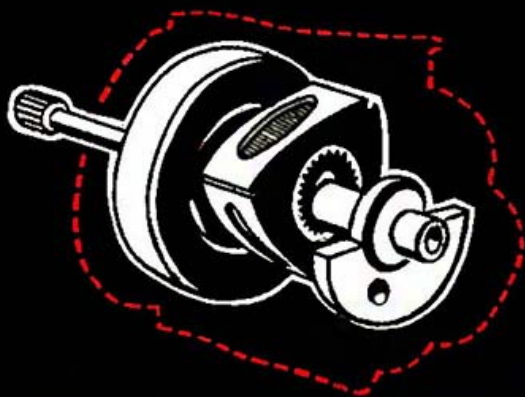


Р О Т О ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

• В. С. БЕНИОВИЧ • Г. Д. АПАЗИДИ • А. М. БОЙКО •



В. С. БЕНИОВИЧ, Г. Д. АПАЗИДИ, А. М. БОЙКО

РОТОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ



ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1968

Ротопоршневые двигатели. В. С. Бениович, Г. Д. Мазиди, А. М. Бойко. М., «Машиностроение», 1968. 151 с.

В книге дано описание конструкции и некоторые результаты испытаний ротопоршневых двигателей схемы Ванкеля.

Излагаются основы геометрического, кинематического и динамического расчета двигателей этого типа и приводятся рекомендации по выбору их параметров.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, специализирующихся в области двигателей внутреннего сгорания.

Табл. 12, илл. 98, библ. 52 назв.

Рецензент канд. техн. наук И. К. Агеев

ПРЕДИСЛОВИЕ

В течение последних десятилетий предпринимались многочисленные попытки создать роторпоршневой двигатель внутреннего сгорания. С 1964 г. началось серийное производство роторпоршневых двигателей конструкции Ванкеля. В конце 1964 г. фирма НСУ приступила к выпуску легкового автомобиля с таким двигателем. Интенсивная подготовка к производству роторпоршневых двигателей ведется в ряде социалистических и капиталистических стран.

Развитие роторпоршневых двигателей вызывает значительный интерес в широких кругах инженерно-технических работников. Однако информация об этих двигателях носит отрывочный и не всегда достоверный характер.

В книге изложены вопросы, связанные с конструкцией и исследованием двигателей Ванкеля, и даны основы разработанного авторами геометрического, кинематического и динамического расчета этих двигателей. Тепловой расчет роторпоршневых двигателей в книге не рассматривается. Принципиально он не отличается от теплового расчета поршневых двигателей, но имеет ряд специфических особенностей, для уточнения которых необходимо накопление большего экспериментального материала.

Введение и раздел «Определение параметров роторпоршневых двигателей» написаны В. С. Бениовичем, раздел «Конструкция и исследование роторпоршневых двигателей» — А. М. Бойко и Г. Д. Апазиди.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время поршневые двигатели внутреннего сгорания представляют собой наиболее распространенный источник механической энергии. За многие десятилетия своего развития поршневой двигатель достиг высокой степени совершенства. Однако поршневой двигатель обладает существенным недостатком — необходимостью преобразования поступательного движения поршней во вращательное движение вала. В связи с этим по некоторым показателям (простоте конструкции, габаритным размерам и массе, числу оборотов и вибрациям) поршневой двигатель значительно уступает двигателям, в которых осуществляется только вращательное движение, например, турбинам.

Газовая турбина быстро вытеснила поршневой двигатель в авиации и заняла ведущее положение в области легких двигателей большой мощности. Но при малых мощностях и переменных режимах работы, характерных для автомобилей и тракторов, топливная экономичность турбины оказывается слишком низкой. Работы по газотурбинным двигателям (ГТД) автотракторного типа интенсивно ведутся уже в течение многих лет. По мере совершенствования жаропрочных материалов и отдельных агрегатов ГТД к. п. д. этих двигателей постепенно возрастает, однако процесс создания экономичного ГТД малой мощности затянется, по-видимому, надолго. Кроме того, развитие автотракторных ГТД происходит в направлении усложнения их конструкции и значительного увеличения числа оборотов, вследствие чего теряется основное преимущество этих двигателей — простота устройства.

Недостатки схемы двигателя, в котором поступательное движение преобразуется во вращательное, были очевидны давно. Еще Джеймс Уатт в 1782 г. пытался спроектировать паровую машину роторного типа, т.е. такую машину, в которой ротор (поршень), воспринимающий давление рабочего тела, совершает не поступательное, а вращательное движение. Схема роторной машины Уатта показана на рис. 1.

В 1799 г. Мердок построил роторную паровую машину, которая использовалась для привода станков и водокачек. Гелюэй

в 1846 г. сконструировал биротативную машину мощностью 16 л.с. при 480 об/мин, эта машина была установлена на судне. Созданием паровых машин роторного типа занимались и другие изобретатели.

Роторные паровые машины не оказали заметной конкуренции поршневым паровым машинам главным образом из-за несовершенства уплотнения рабочих отсеков между ротором и корпусом. Еще более острой проблемой надежных уплотнений оказалась в двигателях внутреннего сгорания с вращающимся поршнем — роторпоршневых двигателях.

Развитие поршневых двигателей сопровождалось бесчисленными попытками создания роторпоршневого двигателя (РПД). Предлагались схемы двигателей коловратного типа с радиальными уплотнениями, расположенными в роторе или в корпусе; двигателей с поворачивающимися или утапливаемыми заслонками, аналогичных роторной машине Уатта; двигателей с двумя роторами, работающими по принципу шестеренчатого насоса; двигателей, подобных компрессорам Рут; двигателей с тороидальными цилиндрами круглого и прямоугольного сечения, в которых несколько групп поршней совершают неравномерное вращение, преобразуемое различными механизмами в равномерное вращение вала; двигателей с планетарным движением ротора; двигателей с рабочими полостями, уплотняемыми слоем вращающейся жидкости.

Многие из предложенных схем РПД имели серьезные недостатки: неравномерное движение рабочих органов, вызывающее значительные инерционные нагрузки и требующее сложного механизма преобразования этого движения в равномерное вращение вала; неблагоприятные условия работы деталей системы уплотнений, вследствие чего эти детали подвергаются высоким тепловым и механическим нагрузкам; сложную конфигурацию зазоров между поверхностями рабочих камер, затрудняющую их герметизацию; наличие механизмов газораспределения со специальными приводами, усложняющих конструкцию двигателя; неудачные в термодинамическом отношении форму и характер изменения объема рабочих камер и др.

К наиболее удачным схемам РПД относятся схемы с циклоидальными формами роторов и рабочих полостей. В этих схемах использованы свойства эпи- и гипотрохонд (укороченных эпи- и гипоциклоид). Обычно такие кривые получают при движении

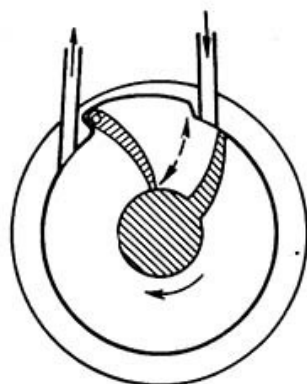


Рис. 1. Схема роторной паровой машины Уатта (1782 г.)

точки, лежащей внутри окружности, которая катится без скольжения по внешней или внутренней стороне неподвижной окружности. В РПД образование эпитрохоиды связано с обкатыванием шестерней внутреннего зацепления неподвижной шестерни внешнего зацепления, а образование гипотрохоиды — с обкаты-

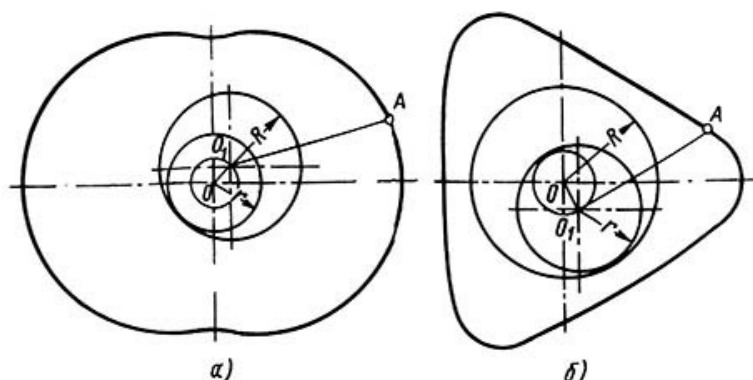


Рис. 2. Образование трохоид в ротопоршневом двигателе:
а — эпитрохоида $r:R = 2:3$; б — гипотрохоида $R:r = 3:2$

ванием шестерней внешнего зацепления неподвижной шестерни внутреннего зацепления. В обоих случаях производящая точка должна лежать вне движущейся окружности (рис. 2). Радиусы окружностей r и R должны относиться как целые числа, отличающиеся на единицу (1:2, 2:3, 3:4 и т. д.).

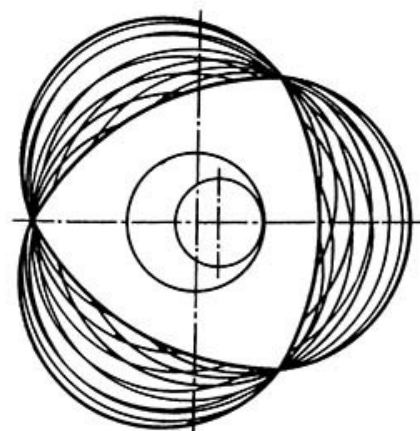


Рис. 3. Внутренняя и внешняя огибающие семейства эпитрохоид $r:R = 2:3$

Обкатывая построенную кривую вместе с неподвижной окружностью вокруг подвижной окружности, получаем семейство кривых, имеющее внешнюю и внутреннюю огибающие (рис. 3). Если контуром рабочей полости РПД служит трохоида, то контур ротора образуется внутренней огибающей. Если за контур рабочей полости принять внешнюю огибающую, то контуром ротора будет трохоида.

Между поверхностями рабочей полости и ротора образуются пространства переменного объема — рабочие камеры, в которых могут осуществляться различные термодинамические циклы. Пластины радиальных уплотнений, скользя по трохоиде, остаются неподвижными относительно пазов, в которых они рас-

положены. Поэтому пластины могут лишь незначительно выступать из пазов и подвергаться минимальным тепловым и механическим нагрузкам. Аналогичные условия работы радиальных уплотнений могут быть обеспечены и при использовании контуров, образованных некоторыми другими кривыми, однако существенное преимущество эпи- и гипотрохонид заключается в том, что их образование связано только с вращательными движениями, вследствие этого кинематическая схема циклоидальных РПД чрезвычайно проста. Большое значение имеет также благоприятный для протекания рабочего процесса характер изменения объема рабочих камер.

В циклоидальных двигателях могут вращаться ротор или корпус, или и ротор и корпус. В двух первых случаях ротор или корпус совершают планетарное движение — вращаются вместе с подвижной шестерней вокруг ее центра, который, в свою очередь, вращается вокруг центра неподвижной шестерни. В последнем случае получаем биротативный двигатель, в котором ротор и корпус вращаются вокруг неподвижных осей, проходящих через центры шестерен, с числами оборотов, соответствующими передаточному отношению шестерен. Единственное преимущество этой схемы состоит в отсутствии неуравновешенных сил инерции. Однако биротативная схема и схема с вращающимся корпусом очень неудобны и требуют решения ряда сложных конструктивных проблем. Значительно проще схема с вращающимся ротором, несмотря на то, что вследствие планетарного движения ротора возникает центробежная сила инерции, для уравновешивания которой необходимы противовесы.

Когда контур рабочей полости выполняется по трохониде, а контур ротора — по внутренней огибающей, радиальные уплотнения размещаются в вершинах ротора и все рабочие камеры при вращении ротора движутся по контуру полости. Каждый такт происходит в определенном месте рабочей полости, и газообмен может осуществляться через окна, расположенные в соответствующих местах рабочей полости и перекрываемые ротором.

Когда контур рабочей полости образуется внешней огибающей, а контур ротора — трохонидой, радиальные уплотнения помещаются в вершинах контура рабочей полости. Рабочие камеры не перемещаются вдоль контура полости, и каждая камера в случае четырехтактного цикла должна иметь газораспределительное устройство со специальным приводом, что сильно усложняет конструкцию двигателя.

Схема с внешней огибающей не требует механизма газораспределения, если вращается корпус, а ротор неподвижен. В таком двигателе рабочие камеры перемещаются по контуру ротора и газообмен может производиться через окна, расположенные в роторе.

Таблица 1

Классификация циклоидальных двигателей

Двигатель	Число вершин z				
	2	3	4	5	6
С внутренней огибающей	<i>Эпитрохоидные схемы</i>				
	$\frac{r}{R} = \frac{1}{2}$	$\frac{r}{R} = \frac{2}{3}$	$\frac{r}{R} = \frac{3}{4}$	$\frac{r}{R} = \frac{4}{5}$	$\frac{r}{R} = \frac{5}{6}$
С внешней огибающей	$\frac{R}{r} = \frac{2}{1}$	$\frac{R}{r} = \frac{3}{2}$	$\frac{R}{r} = \frac{4}{3}$	$\frac{R}{r} = \frac{5}{4}$	$\frac{R}{r} = \frac{6}{5}$
С внутренней огибающей	<i>Гипотрохоидные схемы</i>				
	$\frac{R}{r} = \frac{3}{2}$	$\frac{R}{r} = \frac{4}{3}$	$\frac{R}{r} = \frac{5}{4}$	$\frac{R}{r} = \frac{6}{5}$	$\frac{R}{r} = \frac{7}{6}$
С внешней огибающей	$\frac{r}{R} = \frac{2}{3}$	$\frac{r}{R} = \frac{3}{4}$	$\frac{r}{R} = \frac{4}{5}$	$\frac{r}{R} = \frac{5}{6}$	$\frac{r}{R} = \frac{6}{7}$

Среди различных схем циклоидальных РПД наиболее простой является схема с неподвижным корпусом, вращающимся ротором и внутренней огибающей. Биротативная схема и схема с вращающимся корпусом сложны и неудобны, а схема с неподвижным корпусом и внешней огибающей требует механизма газораспределения. В гипотрохонидных схемах с внешней огибающей максимальные степени сжатия, которые практически могут быть достигнуты, в большинстве случаев недостаточны для бензиновых ДВС.

Классификация циклоидальных роторпоршневых двигателей приведена в табл. 1. Кроме того, как уже отмечалось, все циклоидальные РПД могут быть с вращающимися ротором или корпусом, а также биротативными.

В двигателях с неподвижным корпусом вал отбора мощности, проходящий через центр рабочей полости, имеет эксцентрик, на котором вращается ротор. Ротор и эксцентриковый вал вращаются в одном направлении в эпитрохонидных схемах с внутренней огибающей и гипотрохонидных схемах с внешней огибающей и в противоположных направлениях в гипотрохонидных схемах с внутренней огибающей и эпитрохонидных схемах с внешней огибающей.

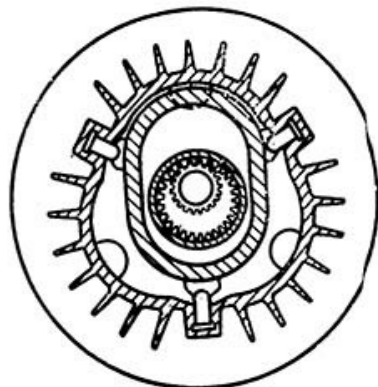


Рис. 4. Схема роторпоршневого двигателя Амплебая (1908 г.)

Благодаря отмеченным выше преимуществам циклоидальных схем, связанным с оптимальными условиями работы газовых уплотнений и благоприятным характером изменений рабочего объема, а также простоте конструкции (только две подвижные детали, совершающие равномерное вращательное движение), отсутствию вспомогательных механизмов и полной уравновешенности, достигаемой при помощи противовесов, циклоидальные РПД являются наиболее прогрессивными из предложенных схем РПД.

С начала текущего столетия различные варианты РПД циклоидального типа проектировались многими изобретателями. В 1902 г. Кули (США) взял патент на некоторые циклоидальные схемы для роторных паровых машин. В 1908 г. англичанин Амплебай преобразовал паровую машину Кули в двигатель внутреннего сгорания. Двигатель Амплебая (рис. 4) биротативный: в нем вращаются ротор, образованный двухдуговой эпитрохонидой, и корпус, рабочая поверхность которого очерчена внешней огибающей. В двигателе Грея и Драммонда (Англия, 1909 г.) ротор и рабочая полость образованы теми же кривыми.

но корпус неподвижен, а ротор совершает планетарное движение. Двигатель имеет золотниковое газораспределение (рис. 5). О работе РПД Амплебая и Грея—Драммонда сведений нет.

В 1923 г. Валлиндер и Скоог (Швеция) получили патент на схему РПД, контуром рабочей полости которого является шестиугольная гипотрохоида, а пятиконечный ротор выполнен по внутренней огибающей. Корпус двигателя неподвижен, ротор вращается планетарно.

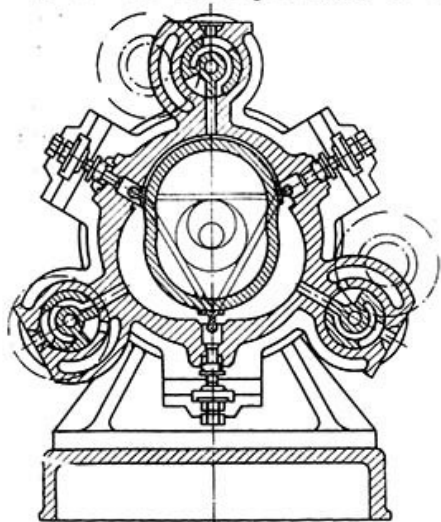


Рис. 5. Схема роторно-поршневого двигателя Грея и Драммонда (1909 г.)



Рис. 6. Схема роторно-поршневого двигателя Сансо де Лаво (1938 г.)

Эта же схема была применена в 1938 г. известным французским конструктором Сансо де Лаво, построившим авиационный РПД, схематический разрез которого показан на рис. 6. Двигатель работает по четырехтактному циклу. За один оборот ротора в каждой камере совершаются три полных цикла, поэтому двигатель имеет три пары газораспределительных окон и три свечи. Радиальные уплотнения осуществляются пластинами, установленными в вершинах ротора. Торцовые уплотнения состоят из пластин, которые примыкают к радиальным пластинам, и колец, изолирующих рабочие камеры от эксцентрикового вала и его подшипников. Несмотря на трехлетнюю доводку, двигатель не развил расчетной мощности, и в начале 1941 г. работа была прекращена. Основная причина неудачи заключалась в недостаточной герметичности системы уплотнений.

В конце 1959 г. в технической литературе появились первые сообщения о том, что инженеру Феликсу Ванкелю, работавшему с фирмой НСУ (ФРГ), удалось спроектировать надежную систему уплотнений и построить работоспособный РПД. В 1964 г. началось серийное производство РПД конструкции Ванкеля.

КОНСТРУКЦИЯ И ИССЛЕДОВАНИЕ РОТОПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ НСУ

Феликс Ванкель начал исследования в области роторнопоршневых двигателей и систем уплотнения их рабочих полостей в середине 20-х годов. В 1929 г. он получил патент на бескрейповый двигатель с противоположно лежащими цилиндрами, в 1934 г. — на РПД с тремя роторами, исследование которого он проводил совместно с фирмой БМВ. Ванкель также разработал систему дискового или шайбового газораспределения поршневых авиационных двигателей.

В начале 1957 г. были проведены испытания спроектированного Ванкелем и изготовленного им совместно с фирмой НСУ роторнопоршневого двигателя. Кинематическая схема первого опытного образца РПД отличалась от схемы, по которой были выполнены последующие модели роторнопоршневых двигателей, получивших известность под названием «двигатель Ванкеля». Этот двигатель ДКМ-54 или ДКМ-125 (ДКМ - Дрейколбенмотор), выполненный по эпитрохоидной схеме с внутренней огибающей и отношением $r:R=2:3$, был биротативным: ротор и корпус, связанные между собой зубчатой передачей, вращались в одном направлении вокруг неподвижных осей, проходящих через их центры тяжести. Выбор такой схемы, работоспособность которой была проверена на построенных ранее компрессорах, объяснялся тем, что в данном случае отпадала надобность в противовесах, подшипники двигателя нагружались исключительно газовыми силами, а на радиальные уплотнительные элементы, расположенные в вершинах ротора, действовала постоянная центробежная нагрузка.

Характеристика и конструкция двигателя ДКМ-54 представлены на рис. 7 и 8. Корпус двигателя, состоящий из средней

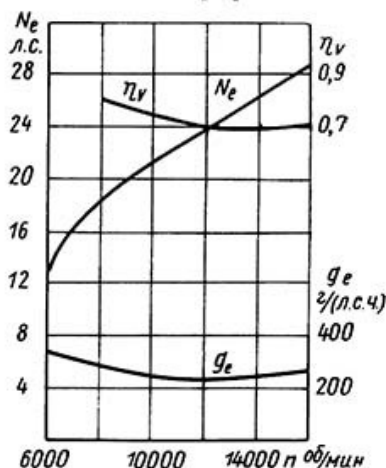


Рис. 7. Скоростная характеристика двигателя ДКМ-54

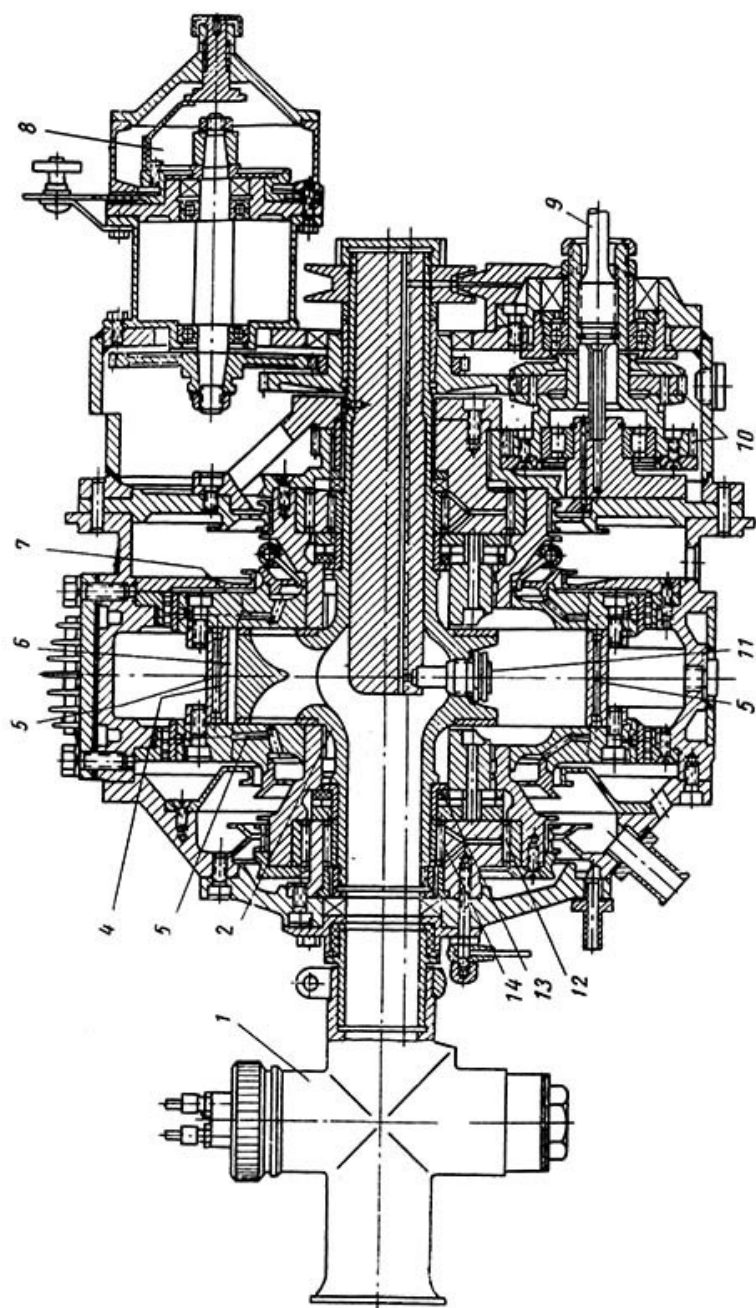


Рис. 8. Продольный разрез биротативного двигателя ДКМ-54:

1 — карбюратор; 2 — ротор; 3 — боковая часть корпуса; 4 — средняя часть корпуса; 5 — каналы охлаждения; 6 — радиальная пластина; 7 — уплотняющая плита; 8 — прерыватель; 9 — выходной вал; 10 — зубчатая передача между ротором и корпусом; 11 — свеча зажигания; 12 — подшипник корпуса; 13 — уплотнение; 14 — подшипник ротора

части с эпитрохондной полостью и двух боковых частей, изготовлен из азотированной стали. Ротор был выполнен за одно целое с валом, на его боковых поверхностях находились свечи. Напряжение к свечам подводилось по высоковольтному проводу, проходящему через отверстие в валу. Свежая горючая смесь из карбюратора, укрепленного на конце вала ротора, через каналы в роторе и выемки в боковых корпусах поступала в рабочую камеру. Отработавшие газы выходили через отверстие в средней части корпуса.

Ротор и корпус были смонтированы на игольчатых подшипниках и связаны между собой системой шестерен. Отбор мощности производился от промежуточного вала этой системы шестерен.

Уплотнение радиальных зазоров между вершинами ротора и эпитрохондной поверхностью среднего корпуса, а также зазоров между торцами ротора и поверхностями боковых корпусов производилось системой элементов, прижимаемых пружинами, давлением газов и силами инерции.

Ротор охлаждался проходящей через него бензовоздушной смесью, корпус — маслом из системы смазки двигателя. Была также разработана система водяного охлаждения ротора и корпуса, которая, однако, привела к усложнению конструкции и увеличению потерь на трение в связи с введением дополнительных уплотнений.

Двигатель ДКМ-54 развил мощность 29 л.с. при 11330 об/мин ротора и 17000 об/мин корпуса; минимальный удельный расход топлива после усовершенствования системы уплотнений был доведен до 230 г/(л.с.ч.); среднее эффективное давление составляло 6,3 кг/см². Несмотря на достигнутые результаты недостатки биротативного двигателя, связанные с трудностями подвода свежей смеси и отвода продуктов сгорания от вращающихся деталей, подачей высокого напряжения к вращающимся свечам, большим маховым моментом и т. п., были так значительны, что следующая модель двигателя ККМ-125 (ККМ — Крайсколбенмотор) была выполнена по иной кинематической схеме: корпус был неподвижен, а ротор совершал планетарное движение.

Этот двигатель (рис. 9) состоит из центрального (среднего) корпуса с эпитрохондной полостью, образующей совместно с плоскими поверхностями двух боковых корпусов рабочее пространство, в котором движется ротор, имеющий форму треугольника с дугообразными сторонами. Движением ротора управляет планетарный механизм, состоящий из шестерни внутреннего зацепления, расположенной на одном из торцов ротора; находящейся с ней постоянно в зацеплении неподвижной шестерни, закрепленной в боковом корпусе двигателя, и эксцентрикового вала, ось которого совпадает с осью неподвижной шестерни и на эксцентрик которого расположен ротор. Отношение чисел

зубьев шестерни ротора и неподвижной шестерни равно 3:2, поэтому ротор вращается в 3 раза медленнее эксцентрикового вала, с которого снимается мощность.

При вращении эксцентрикового вала ротор совершает планетарное движение, т. е. вращаясь вместе с валом, одновременно (вследствие обкатывания его шестерней неподвижной шестерни) вращается вокруг своей оси на подшипнике эксцентрика. При движении ротора все три его вершины постоянно касаются эпитрохоидной поверхности корпуса, образуя три отделенные друг от друга серповидные камеры, претерпевающие периодические, смещенные на 120° по фазе изменения объема (рис. 10).

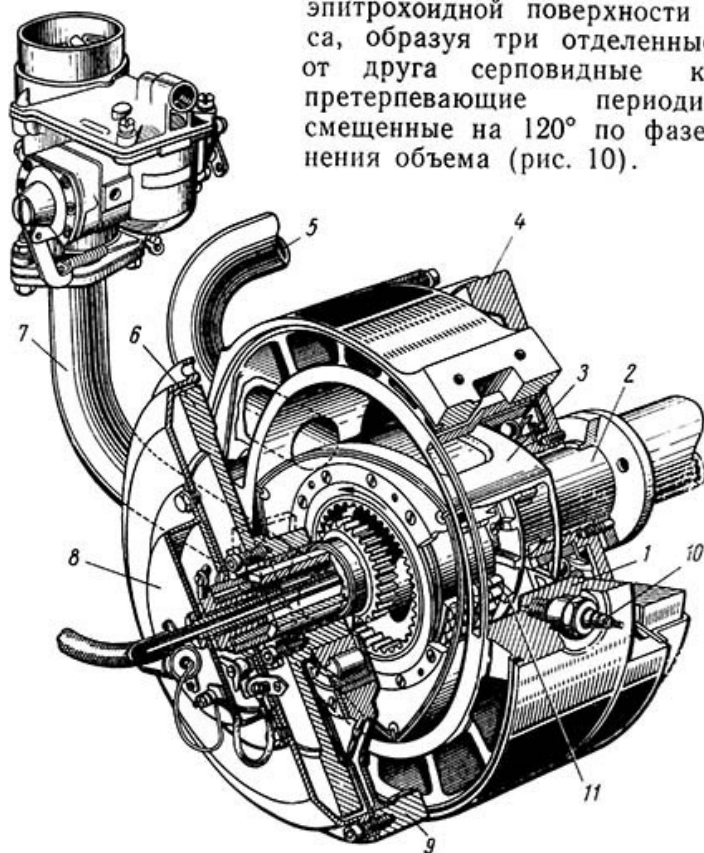


Рис. 9. Общий вид РПД с планетарным движением ротора:

1 — средний корпус; 2 — эксцентриковый вал; 3 — ротор; 4 — задний противовес; 5 — выпускной патрубок; 6 — передний противовес; 7 — впускной патрубок; 8 — прерыватель; 9 — боковой корпус; 10 — свеча зажигания; 11 — маслоотводящий диск

Рассмотрим изменения объема камеры, заключенной между вершинами А и С ротора. В положении I объем этой камеры минимальный, в левой части камеры заканчивается выпуск продуктов сгорания, в правой начинается впуск свежей смеси. В этом положении впускное и выпускное окна сообщаются между собой. В положениях II—IV объем камеры AC по мере по-

ворота ротора непрерывно увеличивается — происходит впуск горючей смеси — и в положении *IV* становится максимальным. Впуск окончен. При дальнейшем повороте ротора в положение

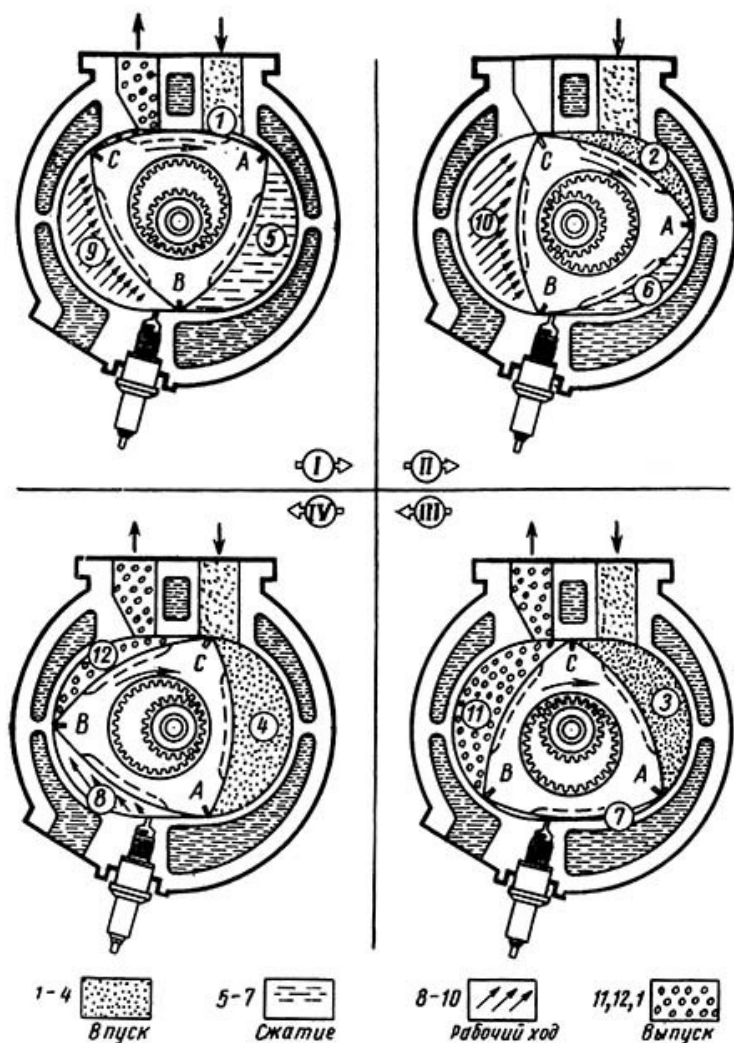


Рис. 10. Протекание четырехтактного цикла в РПД с планетарным движением ротора

I объем камеры (между вершинами *AB*) уменьшается — происходит сжатие рабочей смеси. В положении *III* объем камеры *AB* достигает минимума и сжатая рабочая смесь поджигается искрой. Начинается расширение продуктов сгорания (рабочий ход), продолжающееся до тех пор, пока в положении *II* (ка-

мера *BC*) не откроется выпускное окно. В положениях *III*, *IV* и *I* происходит выпуск продуктов сгорания. В положении *I* ротор, совершив один оборот, возвращается в исходное положение. Затем цикл повторяется.

Во время одного оборота ротора объем каждой из трех камер, заключенных между его поверхностями и эпитрохоидной поверхностью корпуса, изменяется 4 раза от минимального до максимального и наоборот через каждые 90° угла поворота ротора (270° угла поворота эксцентрикового вала), что обеспечивает возможность осуществления четырехтактного цикла. Таким образом, четырехтактный цикл в одной камере РПД происходит за один оборот ротора, или, соответствен-

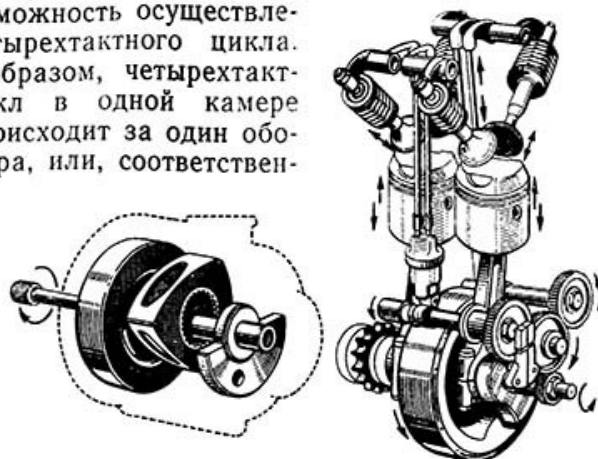


Рис. 11. Движущиеся детали РПД и четырехтактного двухцилиндрового поршневого двигателя

но, за три оборота эксцентрикового вала. Так как такой же цикл (со сдвигом в 120° и 240° по углу поворота ротора) совершается одновременно в двух соседних камерах, то за каждый оборот ротора происходит три вспышки (три рабочих хода), что соответствует одной вспышке (одному рабочему ходу) на оборот эксцентрикового вала.

Преимущества такого двигателя перед поршневым двигателем очевидны: здесь только две подвижные детали, совершающие чисто вращательное движение. Представление об этом преимуществе РПД дает рис. 11, на котором показаны вращающиеся детали РПД и движущиеся детали поршневого четырехтактного двухцилиндрового двигателя, характеризующегося таким же протеканием кривой крутящего момента. Возникающие при планетарном движении ротора неуравновешенные центробежные силы уравниваются простыми, жестко связанными с валом противовесами.

Отсутствие неуравновешенных масс и механизма газораспределения позволяют этому двигателю быть очень быстроходным.

Конструктивно двигатель очень прост и имеет малые габаритные размеры и массу.

Объем камеры двигателя ККМ-125 составлял 125 см^3 , и при $10\,000 \text{ об/мин}$ эксцентрикового вала он развивал мощность 25 л. с.

Среднее эффективное давление достигало 9 кг/см^2 . Минимальный удельный расход топлива был равен 250 г/(л. с. ч.) .

Двигатель был выполнен на подшипниках качения. Исключение составлял подшипник ротора, который выполнялся в двух вариантах: качения и скольжения. В последнем случае облегчался подвод охлаждающего масла к ротору. Корпус двигателя охлаждался водой, ротор — маслом из системы смазки.

Для уменьшения износа рабочие поверхности боковых корпусов были выполнены с молибденовыми накладками как при изготовлении корпуса из чугуна, так и при алюминиевом его исполнении. Эпитрохонидная поверхность чугунного центрального корпуса азотировалась, алюминиевого — хромировалась. Для изготовления ротора применялись различные силумины. Был также испытан стальной сварной ротор, имевший значительно более высокий срок службы.

Масса двигателя при изготовлении его корпусных деталей из чугуна составляла 17 кг , из алюминия 11 кг .

На рис. 12 показана скоростная характеристика двигателя ККМ-125.

В 1958 г. начались испытания двигателя модели ККМ-250 с объемом камеры 250 см^3 . Максимальная мощность двигателя достигала 41 л. с. при 8000 об/мин . Минимальный удельный расход топлива был равен 230 г/(л. с. ч.) . Величина среднего эффективного давления достигала 10 кг/см^2 .

Конструкция и характеристика двигателя ККМ-250 представлены на рис. 13 и 14. Эксцентриковый вал, изготовленный за одно целое с эксцентриком из азотированной стали, вращался в подшипниках качения.

В качестве подшипника ротора был применен игольчатый подшипник, впоследствии замененный четырехрядным роликоподшипником.

Ротор был изготовлен из стали. Центральный и боковые корпуса отливались из чугуна и алюминиевого сплава. В первом случае сухая масса двигателя составляла 33 кг , во втором

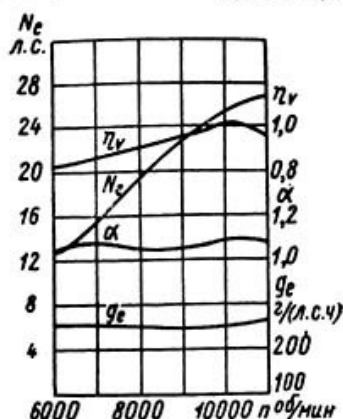


Рис. 12. Скоростная характеристика двигателя ККМ-125

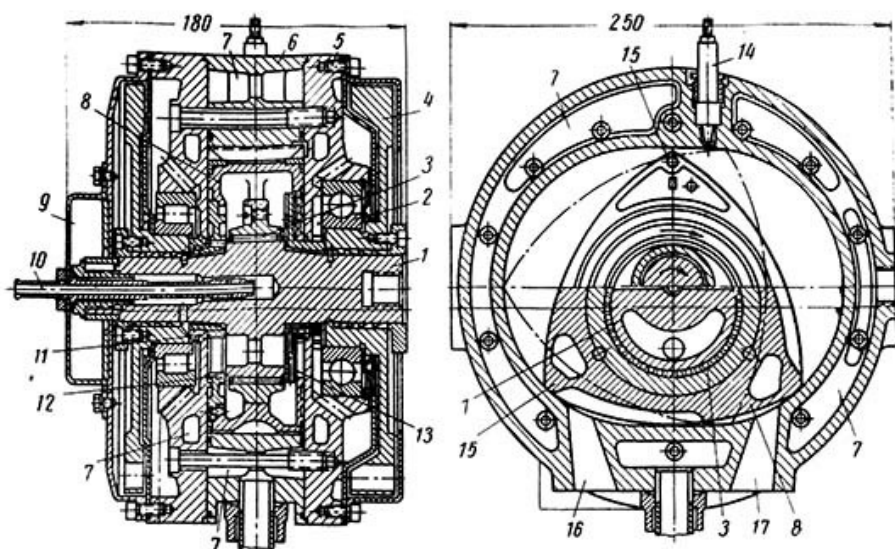


Рис. 13. Продольный и поперечный разрезы двигателя ККМ-250:

1 — эксцентриковый вал; 2 — задний коренной подшипник; 3 — подшипник ротора; 4 — задний противовес; 5 — боковой корпус; 6 — средний корпус; 7 — рубашка охлаждения; 8 — ротор; 9 — место размещения прерывателя; 10 — подвод масла; 11 — неподвижная шестерня; 12 — шестерня ротора; 13 — маслоотводящий диск; 14 — свеча зажигания; 15 — радиальная пластина; 16 — впускной канал; 17 — выпускной канал

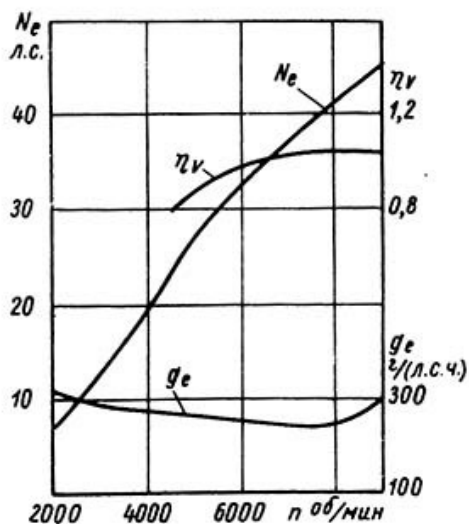


Рис. 14. Скоростная характеристика двигателя ККМ-250

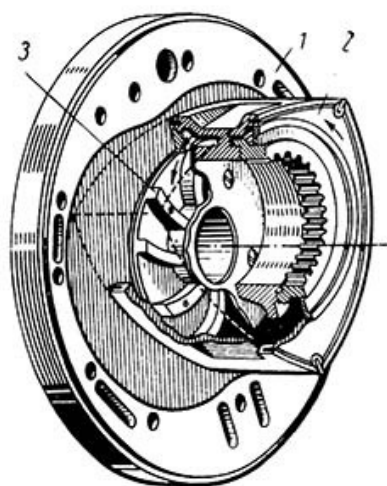


Рис. 15. Маслоотводящий диск двигателя ККМ-250:

1 — боковой корпус; 2 — ротор; 3 — диск

22 кг. Эпитрохондная поверхность центрального корпуса, изготовленного из чугуна, азотировалась, а отлитого из алюминиевого сплава — хромировалась. Рабочие поверхности боковых корпусов покрывались молибденом или твердым хромом.

Противовесы, расположенные на переднем и заднем концах эксцентрикового вала, были изолированы кожухами из листовой стали, что позволило избежать дополнительного вспенивания масла, вытекающего из подшипников.

В двигателе была применена специальная свеча с центральным электродом. Этот электрод через небольшое отверстие близко подходит к поверхности эпитрохоиды и искра проскакивает между электродом и корпусом двигателя.

Охлаждение корпуса — водяное, ротора — масляное. Циркуляция охлаждающей воды в двигателе составляла 38 л/мин, а масла 4 л/мин. Масло с помощью неподвижной трубки подводится к полуму эксцентриковому валу, откуда затем поступает через отверстия к подшипникам двигателя и к ротору. Охлаждающее масло из ротора отводилось с помощью диска (рис. 15), неподвижно закрепленного на боковом корпусе двигателя и входящего во внутреннюю полость ротора. На поверхности маслоотводящего диска находятся ребра, изогнутые таким образом, что попадающее между ними масло из вращающегося ротора направляется к центру диска и затем через отверстия отводится в маслосборник.

Эпитрохондная поверхность смазывается маслом, добавляемым в бензин в пропорции 1 : 50.

В процессе доводки первоначальная конструкция двигателя была изменена: была повышена жесткость центрального корпуса; увеличено количество силовых болтов в наиболее нагретых зонах корпуса, что привело к уменьшению термических деформаций; несколько уменьшены проходные сечения впускного и выпускного каналов; повышена интенсивность охлаждения горячих зон центрального корпуса.

Испытывался также ротор, изготовленный из алюминиевого сплава с содержанием 11—18% кремния.

В 1960 г. были проведены испытания для определения долговечности деталей РПД. Оказалось, что срок службы центрального корпуса, отлитого из модифицированного чугуна, составил 2000 ч при 5500 об/мин и среднем эффективном давлении $7,2 \text{ кг/см}^2$.

Центральный корпус из алюминиевого сплава с хромированной эпитрохондной поверхностью проработал в тех же условиях 1400 ч; при увеличении среднего эффективного давления до 10 кг/см^2 срок службы сократился вдвое. Срок службы радиальных пластин был такой же, как и у центрального корпуса. Торцовые уплотнения проработали в 2 раза больше радиальных.

На двигателе ККМ-250 были проведены многочисленные эксперименты по выявлению оптимального расположения свечи зажигания и выбору степени сжатия. Испытания проводились при установке специальных свечей ниже малой оси эпитрохоиды в двух различных положениях и таким же образом выше малой оси. Кроме того, обе свечи включались одновременно. Степень сжатия изменялась от 6,8 до 12,6.

В результате испытаний выяснилось, что среднее эффективное давление достигает наибольшего значения при степенях сжатия от 9 до 11, причем кривая протекает довольно полого в области максимальных значений. При степени сжатия 9,5 расход топлива был наименьшим.

При малых степенях сжатия лучшие результаты получаются с двумя одновременно включенными свечами, в то время как при высоких степенях сжатия лучшие результаты в большинстве случаев получались со свечой, расположенной выше малой оси. Расположение свечи ниже малой оси эпитрохоиды обеспечивает более «мягкое» протекание рабочего процесса и возможность работы двигателя в широком диапазоне состава смеси.

Испытывались как обычные автомобильные свечи с высоким калильным числом, установленные в предкамере, так и специальные свечи. В отношении пусковых свойств и работы на холостом ходу предпочтение следует отдать последним.

При испытаниях был обнаружен дефект: на эпитрохоидной поверхности в зонах сжатия и расширения появились поперечные бороздки, снижавшие мощностные показатели двигателя и преждевременно изнашивавшие его корпус (более подробно этот дефект и методы борьбы с ним будут рассмотрены в разделе «Герметизация рабочих камер»).

Двигатель ККМ-250 был первым ротопоршневым двигателем, установленным на автомобиль. Дорожные испытания двигателя прошли успешно. Два автомобиля «Принц» фирмы НСУ с двигателями ККМ-250 прошли по 40 тыс. км, динамические качества их оказались вполне удовлетворительными. Пуск двигателя осуществлялся так же легко, как и поршневого двигателя. Двигатель пускался при числе оборотов эксцентрикового вала около 500 в минуту, что соответствует примерно 170 об/мин ротора. Переключение передач при движении производилось реже, чем обычно. Тормозящий эффект двигателя несколько хуже, чем у поршневого четырехтактного, хотя и лучше, чем у двухтактного.

Следующим двигателем, выпущенным фирмой НСУ в конце 1959 г. и спроектированным специально для установки на автомобиль, был двигатель ККМ-400 с объемом камеры 400 см³, который при 6000 об/мин развивал мощность 48 л.с. Удельный расход топлива находился в пределах 220—250 г/(л.с.ч.). Среднее эффективное давление достигало 10 кг/см².

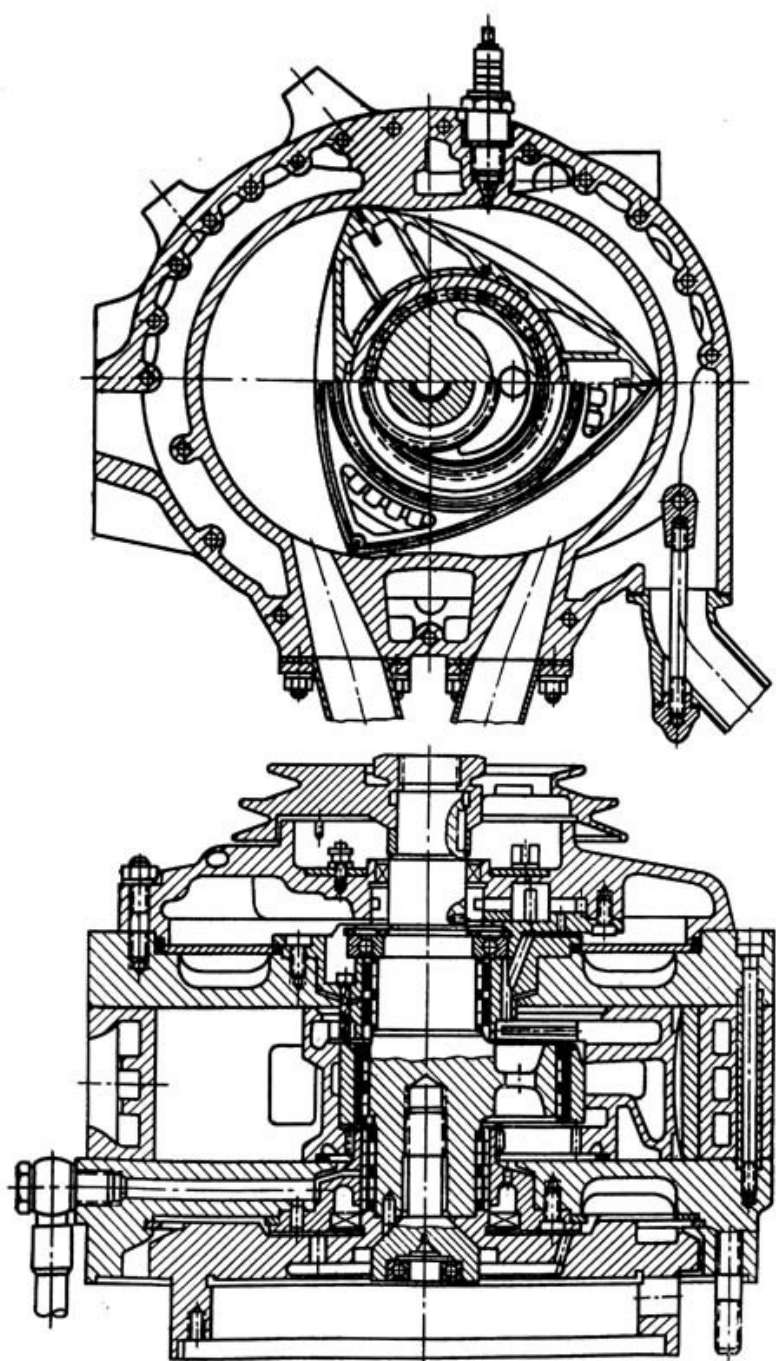


Рис. 16. Продольный и поперечный разрезы двигателя ККМ-400

Разница между максимальной мощностью и мощностью при минимальном расходе топлива невелика: при 5000 об/мин она составляет 2 л.с., или около 5%. Наименьший расход топлива во всем диапазоне чисел оборотов получался при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,05$, тогда как при максимальной мощности $\alpha = 0,9$. Наименьший расход топлива был равен 218 г/(л.с.ч.) при 4000 об/мин. При переходе на максимальную мощность при этом же числе оборотов расход составлял 240 г/(л.с.ч.).

Как следует из представленной на рис. 16 конструкции двигателя, этот двигатель не имеет оригинальных конструктивных решений. Охлаждение корпусов, как и у всех предыдущих двигателей, водяное, ротора — масляное. Сухая масса двигателя составляет 23 кг.

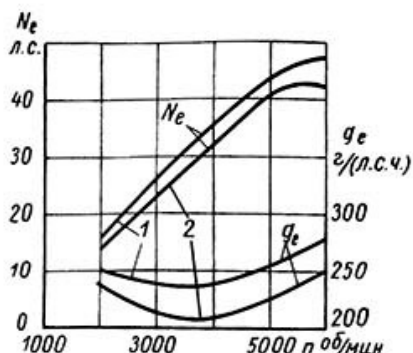


Рис. 17. Скоростная характеристика двигателя ККМ-400:

1 — режим максимальной мощности;
2 — режим наибольшей экономичности

Двигатель был установлен в задней части автомобиля «Спорт-Принц» фирмы НСУ и смонтирован с коробкой передач и главной передачей автомобиля «Фольксваген 1200» (двигатель ККМ-400 устанавливали также и на автомобиле «Принц»). За время испытаний автомобиля с двигателями ККМ-400 прошли около 1 млн. км, за этот период в двигатель было внесено много усовершенствований.

Расход топлива на 100 км при скорости 90 км/ч составлял 5,1 л. Максимальная скорость автомобиля 160 км/ч. Испытатели отмечали, что уровень вибрации не превышал допустимых значений. Приемистость автомобиля была хорошей. Пуск двигателя легко осуществлялся и при низких температурах. Пусковое число оборотов колебалось в пределах 130—150 в минуту эксцентрикового вала. Мощность стартера составляла 0,9 л.с. Двигатель легко пускался и от руки. Кроме того, двигатель ККМ-400 использовался в качестве лодочного мотора.

На рис. 17 дана скоростная характеристика двигателя ККМ-400.

На рис. 18 представлена конструкция первого роторнопоршневого двигателя с воздушным охлаждением фирмы НСУ. Имея объем камеры 60 см³, двигатель развивал мощность, равную 6 л.с. при 6000 об/мин.

Охлаждающий воздух подается осевым вентилятором. Расположение ребер на центральном корпусе неравномерное — в области сгорания и расширения более частое.

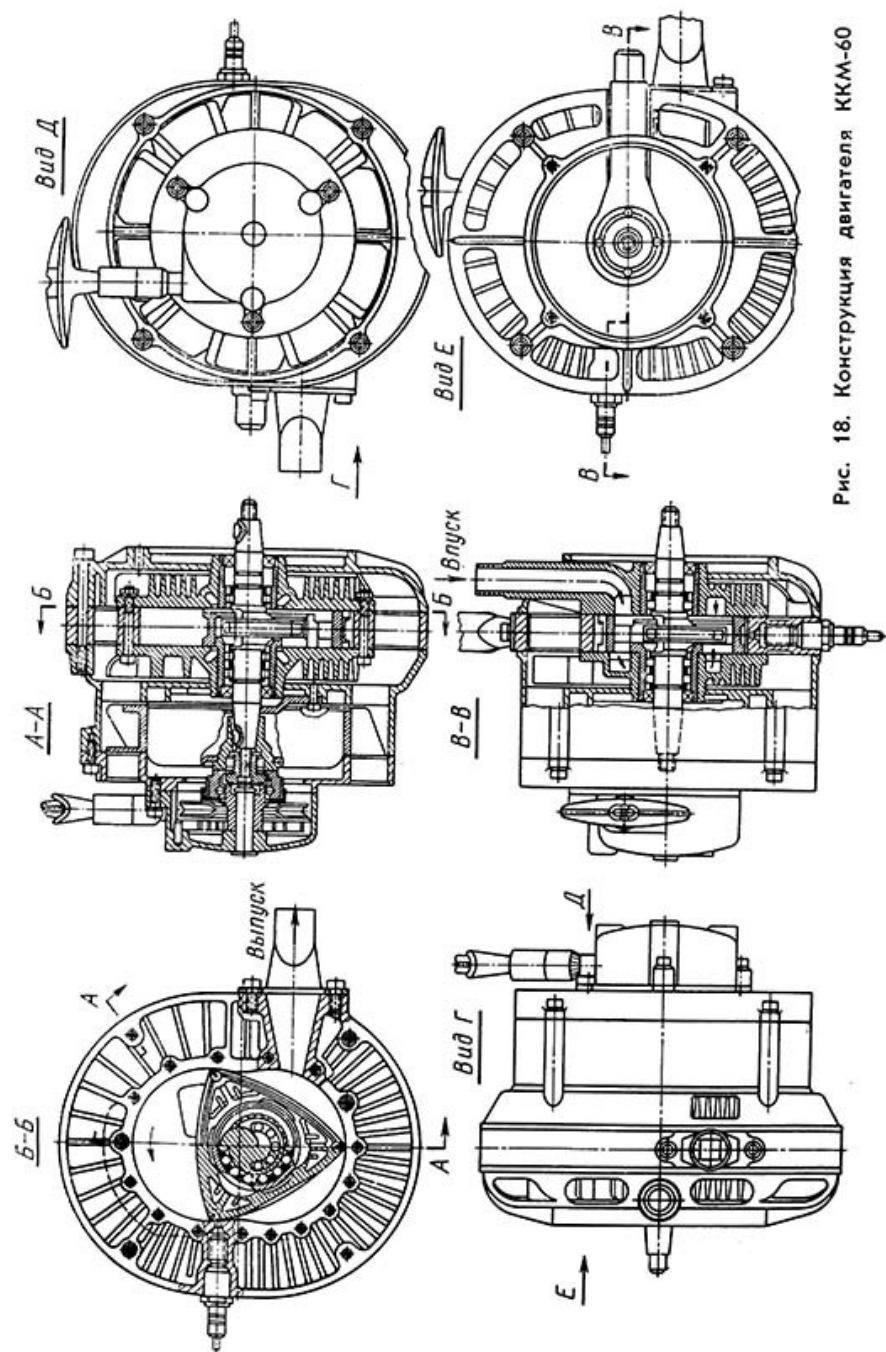


Рис. 18. Конструкция двигателя ККМ-60

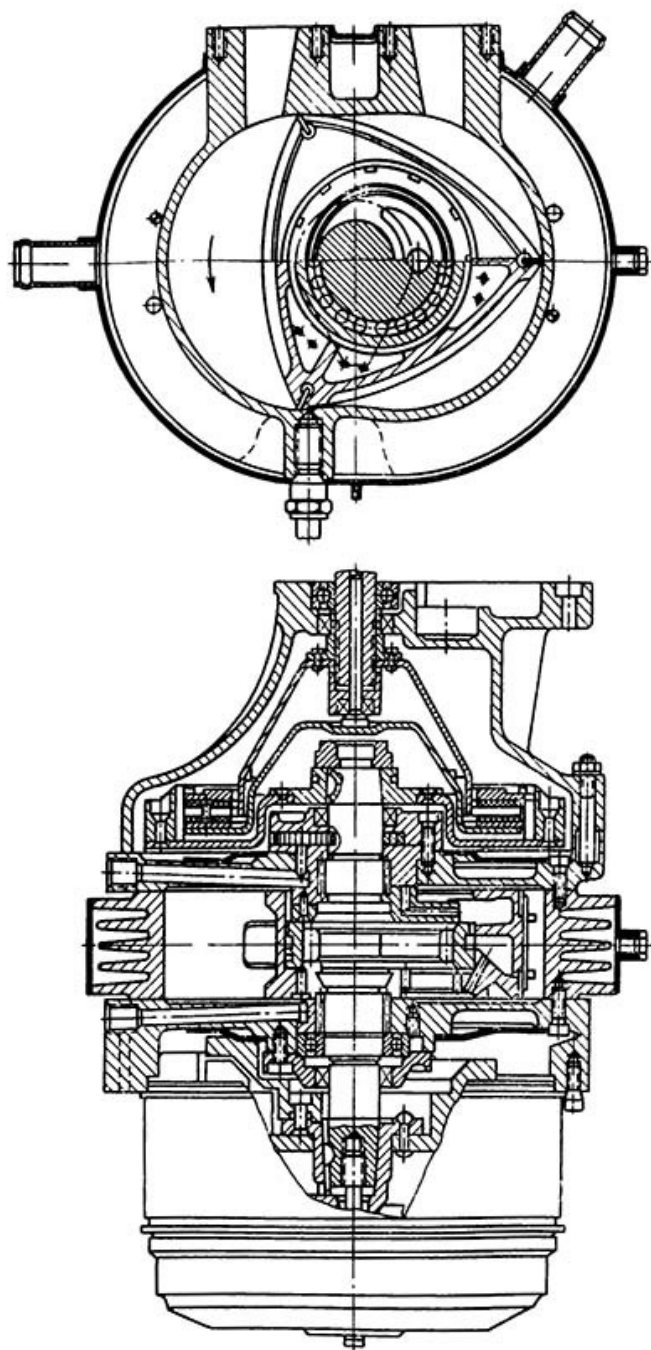


Рис. 19. Продольный и поперечный разрезы двигателя ККМ-150W (автомобильный вариант)

Двигатель работает на смеси бензина с маслом в пропорции 40:1. Этой же смесью охлаждается ротор и смазываются подшипники и детали системы уплотнения (рис. 18). Такая схема охлаждения несколько снижает коэффициент наполнения двигателя, но существенно упрощает его конструкцию и поэтому может быть принята для небольших двигателей, для которых основным требованием является малая масса и простота обслуживания, а не экономичность.

Двигатель модели ККМ-150 — первый из роторпоршневых двигателей, выпущенный серийно, был выполнен в двух модификациях: с водяным (ККМ-150W) и воздушным (ККМ-150L) охлаждением.

Эффективная мощность двигателя водяного охлаждения ККМ-150W с объемом камеры 150 см³ при 7000 об/мин составляет 18 л. с., но может быть повышена до 24 л. с. при 8000 об/мин. Среднее эффективное давление равно 8 кг/см².

Двигатель воздушного охлаждения ККМ-150L, имеющий такие же объемы камеры и конструкцию, что и модель двигателя ККМ-150W, развивает мощность 12 л. с. (при максимальной температуре среднего корпуса, не превышающей 200°С). На двигателе применен осевой вентилятор.

Конструкция и характеристика автомобильного варианта двигателя ККМ-150W представлены на рис. 19 и 20. Центральный и боковые корпуса имеют сварную конструкцию: части корпусов с рабочими поверхностями представляют собой отливки из алюминиевого сплава, к которым с наружной стороны приварены алюминиевые пластины, образующие рубашку охлаждения. Изготовленные таким образом корпуса очень легки и имеют небольшие размеры в осевом направлении. Ниже приведены массы основных деталей двигателя в кг:

Центральный корпус	1,80
Передний боковой корпус с неподвижной шестерней и патрубками	1,9
Задний боковой корпус с масляным насосом, наружной обоймой подшипника и патрубками	1,03
Ротор с уплотнениями	1,03
Эксцентриковый вал с подшипниками	0,85
Маховик	2,25
Мелкие детали	0,6
Сухой вес двигателя	8,74
Династартер с вентилятором и противовесом	6,68

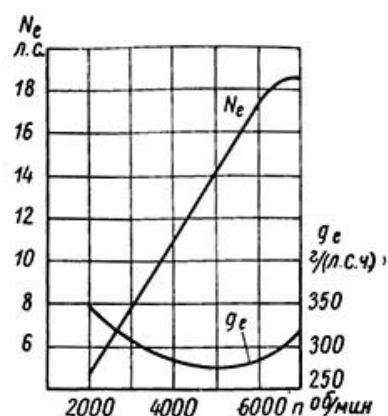


Рис. 20. Скоростная характеристика двигателя ККМ-150W

Отливки получены путем литья в открытые формы (без стержней), что облегчает отливку в кокиль. Эпитрохонидная поверхность центрального корпуса покрыта слоем твердого хрома. Кольцеобразные ребра, расположенные на стенке эпитрохониды со стороны водяной рубашки, служат преимущественно для ее усиления. Рабочие поверхности боковых корпусов упрочнены путем напыливания на них молибдена или стали.

Отличительной особенностью конструкции двигателя ККМ-150 является применение «разрезных» шпилек для крепления боковых корпусов к среднему, позволяющих уменьшить термические деформации эпитрохонидной поверхности.

Эксцентриковый вал выполнен на роликоподшипниках, для осевой фиксации служит шарикоподшипник. Ролики подшипников катятся непосредственно по шейкам эксцентрикового вала. Роль наружной обоймы переднего подшипника играет внутренняя поверхность неподвижной шестерни, заднего — специальная втулка, запрессованная в боковой корпус.

Массы противовесов расположены с одной стороны в маховике, с другой — внутри династартера.

Представляет интерес конструкция масляного насоса, состоящего из ведущей шестерни наружного зацепления, расположенной на эксцентриковом валу, и ведомой шестерни внутреннего зацепления, что делает насос очень компактным. Для упрощения конструкции двигателя применен газодинамический привод диафрагменного бензинового насоса: пространство под диафрагмой соединено каналом с рабочей полостью двигателя. Возникающие при работе двигателя изменения давления заставляют диафрагму насоса совершать колебательные движения.

Ротор отлит из чугуна. Охлаждающее масло подводится к двум полостям в каждой вершине ротора со стороны синхронизирующих шестерен. Под действием периодически возникающих центробежных ускорений охлаждающее масло через канавки в обойме подшипника вытекает из ротора и затем поступает в маслосборник, откуда отводится через неподвижный маслозаборник. Количество циркулирующего в системе масла в зависимости от числа оборотов двигателя колеблется в пределах 1,5—3,5 л/мин.

Двухрядный роликоподшипник ротора фиксируется двумя заплечиками. Ролики установлены в сепараторе из алюминия.

Шестерня внутреннего зацепления изготовлена как одно целое с ротором. При испытаниях этой конструкции наблюдались случаи разрушения места перехода шестерни в ротор. Причиной разрушения были силы инерции ротора при его разгоне и торможении и газовые импульсы, нагружающие шестерню в момент вспышки и в момент открытия выпускного окна (газовый импульс возникает и в момент открытия впускного окна, но вследствие небольшой разницы давлений в камерах впуска и

расширения, равной $0,2-0,3 \text{ кг/см}^2$, его величина незначительна). После того, как ротор стали изготовлять из ковкого чугуна, поломки прекратились.

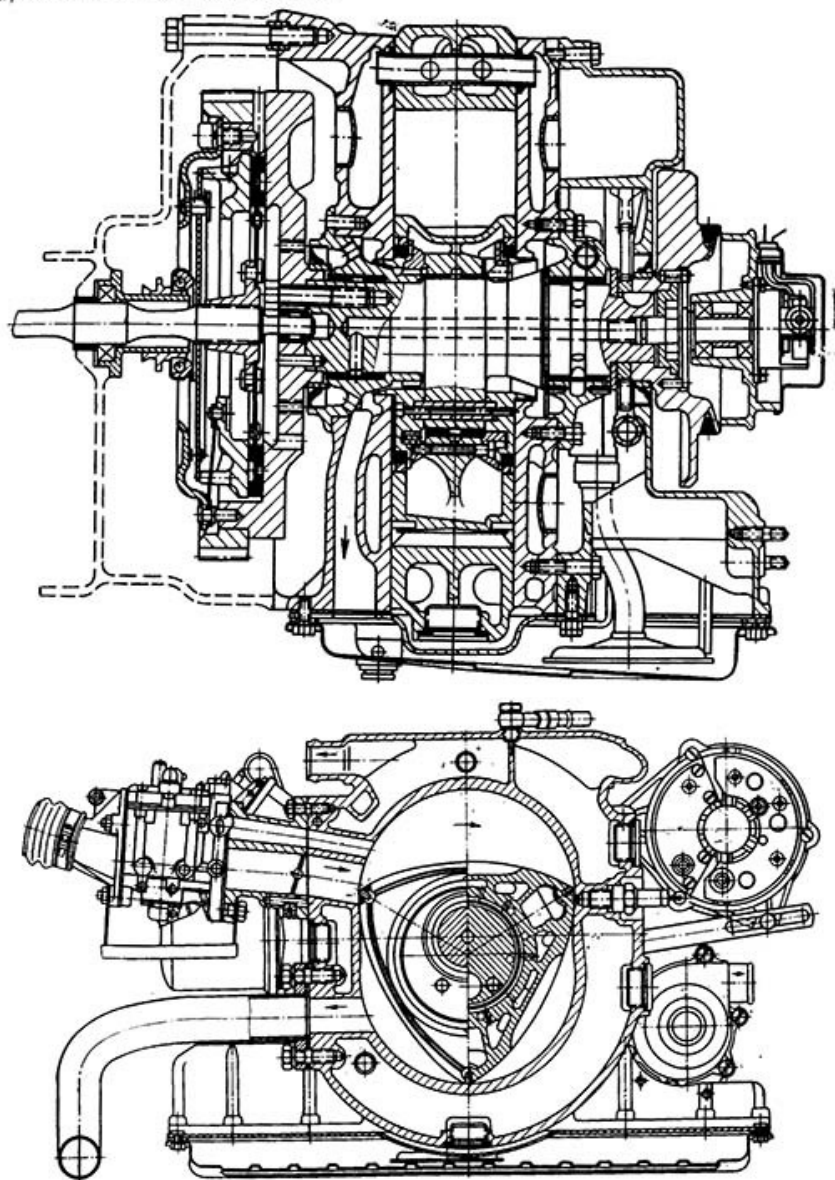


Рис. 21. Продольный и поперечный разрезы двигателя ККМ-502

В конце 1964 г. начался серийный выпуск двигателя ККМ-502 (рис. 21), сконструированного специально для установки на двухместный автомобиль «Спидер», фирмы НСУ.

Этот двигатель имеет рабочую камеру объемом 500 см^3 и при $n=5500 \text{ об/мин}$ развивает мощность, равную 54 л. с. Степень сжатия $\epsilon=8,6$. Максимальный крутящий момент составляет $7,9 \text{ кгм}$ при $n=3500 \text{ об/мин}$, что соответствует среднему эффективному давлению $p_e=10 \text{ кг/см}^2$. Величина удельного расхода топлива колеблется в пределах $230\text{—}250 \text{ г/(л. с. ч.)}$ при полной нагрузке в диапазоне $2000\text{—}5000 \text{ об/мин}$ (рис. 22).

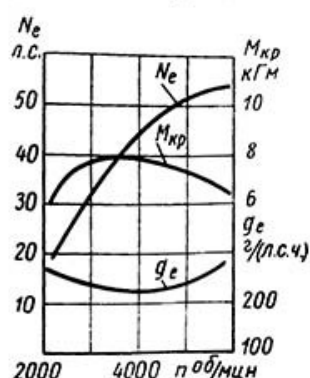


Рис. 22. Скоростная характеристика двигателя ККМ-502

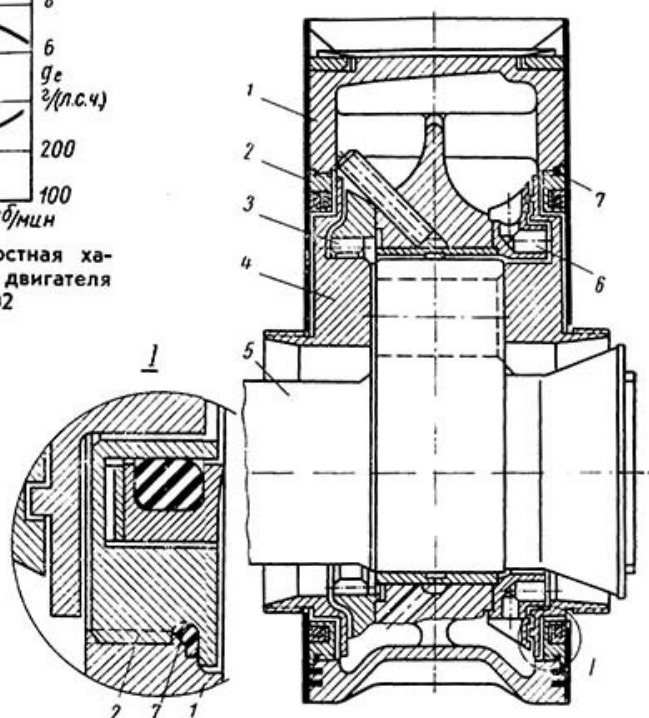


Рис. 23. Ротор двигателя ККМ-502 в сборе с эксцентриковым валом:

1 — ротор; 2 — фланец; 3 — шестерня ротора; 4 — маслостопная шайба; 5 — эксцентриковый вал; 6 — маслоотводящий диск; 7 — уплотнительное кольцо

Центральный корпус двигателя изготовлен из силумина методом литья под давлением в кокиль. Эпитрохонидная поверхность корпуса хромирована. Боковые корпуса отлиты из перлитного чугуна. На их рабочие плоскости методом напыливания нанесено молибденовое покрытие, обладающее высокими антиизносными свойствами (вследствие пористой структуры покрытие хорошо удерживает смазку).

Для предохранения эпитрохoidalной поверхности от выпучивания или прогиба центральный корпус соединен с боковыми корпусами с помощью ввернутых в него шпилек.

Центральный и боковые корпуса охлаждаются водой, подаваемой центробежным насосом, установленным на передней крышке двигателя и приводимым от эксцентрикового вала с помощью клиноременной передачи.

В отличие от предыдущей серийной модели двигателя ККМ-150 двигатель ККМ-502 выполнен полностью на подшипниках скольжения, причем подшипник ротора состоит из трех сегментов. Рабочие поверхности подшипников залиты антифрикционным сплавом.

Короткий эксцентриковый вал изготовлен из стали. Ротор двигателя (рис. 23) представляет собой отливку из ковкого чугуна, внутренние полости которой для повышения жесткости конструкции и улучшения охлаждения снабжены ребрами.

Шестерня ротора, изготовленная из хромистой стали, крепится к ротору с помощью болтов, одновременно притягивающих к противоположной стороне ротора маслоотводящий диск. В торцовые стенки ротора ввернуты фланцы, в которых установлены масляные уплотнения. Для предотвращения утечки масла из полостей ротора через резьбовое соединение между ротором и фланцами помещены эластичные уплотнительные кольца.

В зазоры между фланцем и шестерней с одной стороны, и фланцем и маслоотводящим диском — с другой входят маслогонные шайбы, крепящиеся к боковым поверхностям эксцентрика. Уплотнение между этими деталями осуществляется за счет малых зазоров и лабиринтов.

Охлаждение ротора масляное (рис. 24). Масло подается к переднему коренному подшипнику шестеренчатым насосом с приводом от эксцентрикового вала. Через кольцевую канавку подшипника и радиальные отверстия эксцентрикового вала масло попадает в центральное отверстие вала, откуда затем подводится к заднему коренному подшипнику и подшипнику ротора.

Через кольцевую канавку последнего и направленные отверстия оно поступает во внутренние полости ротора. Охладив ротор, масло через отверстия в маслоотводящем диске, закрепленном на роторе, и каналы в боковых корпусах стекает в масляный поддон, выполненный плоским и широким для увеличения дорожного просвета автомобиля.

Количество циркулирующего масла, используемого для охлаждения ротора, невелико, так как вследствие удачной формы внутренних полостей ротора оно под действием центробежных сил поступает в наиболее горячие зоны ротора.

Масло охлаждается в водо-масляном радиаторе водой из

системы охлаждения двигателя. Радиатор расположен слева от двигателя.

В отличие от предшествовавших роторнопоршневых двигателей фирмы НСУ, работавших на смеси бензина с маслом, двигатель ККМ-502 работает на чистом бензине, а смазка деталей уплотнения производится с помощью масла, подаваемого специальным дозирующим насосом (лубрикатором) через два неболь-

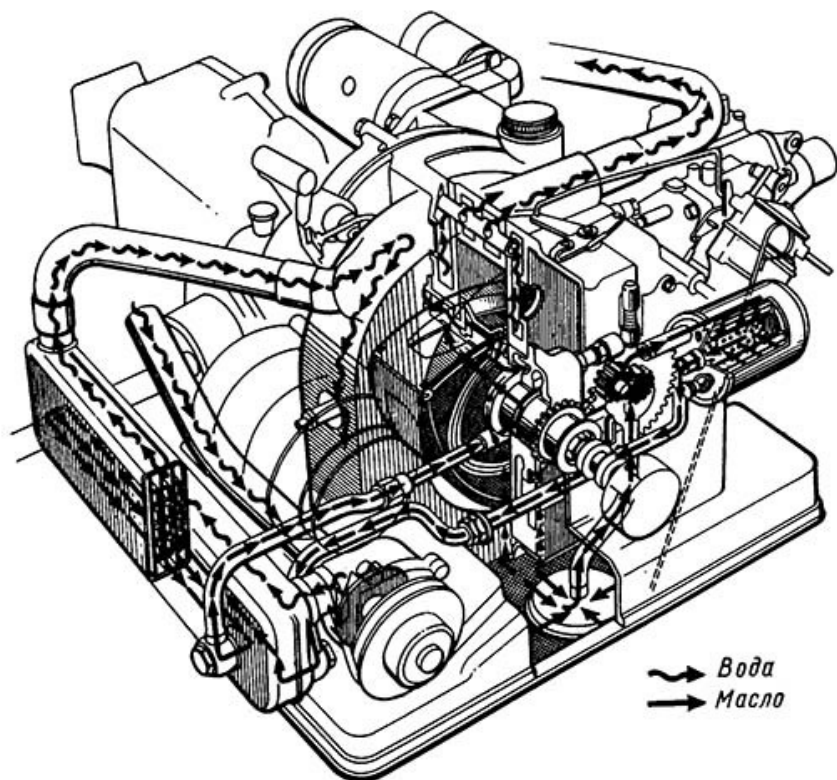


Рис. 24. Схема циркуляции масла и воды в двигателе ККМ-502

ших отверстия в центральном корпусе на эпитрохондную поверхность в зоне всасывания. Лубрикатор механически связан с приводом дроссельной заслонки. Этим достигается автоматическая регулировка количества подаваемого масла в зависимости от режима работы двигателя. Введение лубрикатора позволило уменьшить дымность выпускаемых газов.

Эксплуатационный расход масла в двигателе относительно невелик и составляет $1,5 \text{ г/(л. с. ч.)}$, что соответствует примерно $0,9 \text{ кг}$ на 1000 км пути.

Для улучшения наполнения двигателя, особенно на малых и средних числах оборотов, впускной трубопровод выполнен уд-

линенным. Расстояние от заборного отверстия воздухоочистителя до карбюратора двигателя составляет 900 мм. Особое внимание уделено системе глушения шума на впуске, для чего использован глушитель с резонансным поглощением шума.

Для эффективного глушения шума выпуска газов на двигателе применен двойной глушитель.

На двигателе ККМ-502, являющемся базовым роторпоршневым двигателем фирмы НСУ, было проведено с помощью ионизационных датчиков исследование процессов, происходящих в камере сгорания, позволившее объяснить ряд особенностей протекания рабочего процесса в роторпоршневом двигателе.

В положении в. м. т. камеры сгорания состоит из двух серповидных камер, сообщающихся через выемку в роторе. При вращении ротора происходит перетекание (выдавливание) заряда из задней уменьшающейся камеры в увеличивающуюся переднюю со скоростью, зависящей от формы и положения выемки в роторе. Вследствие этого явления пламя выносится вперед и охватывает большую часть заряда. На рис. 25 показаны положения фронта пламени при следующих друг за другом положениях ротора. Кривые, характеризующие выделение тепла в двигателях в зависимости от угла поворота эксцентрикового вала, даны на рис. 26. Там же для сравнения нанесены кривые выделения тепла в поршневом двигателе в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

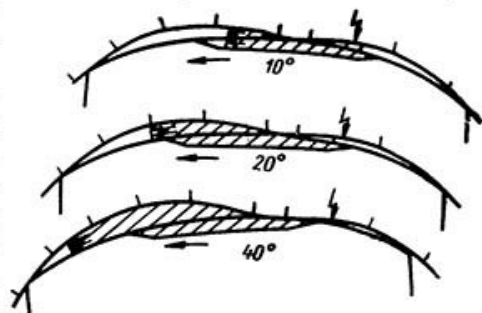


Рис. 25. Положения фронта пламени в камере сгорания при различных углах поворота эксцентрикового вала

При испытаниях выяснилось, что независимо от скоростного режима двигателя фронт пламени достигает определенных мест эпитрохондной поверхности приблизительно при одинаковых углах поворота вала. Объясняется это тем, что скорость перетекания смеси изменяется пропорционально числу оборотов и фронт пламени при повышении последних переносится быстрее. Поэтому при очень неблагоприятной форме камеры сгорания роторпоршневой двигатель оказался не столь чувствительным к октановому числу бензина, как это можно было предположить.

При испытаниях выяснилось, что независимо от скоростного режима двигателя фронт пламени достигает определенных мест эпитрохондной поверхности приблизительно при одинаковых углах поворота вала. Объясняется это тем, что скорость перетекания смеси изменяется пропорционально числу оборотов и фронт пламени при повышении последних переносится быстрее. Поэтому при очень неблагоприятной форме камеры сгорания роторпоршневой двигатель оказался не столь чувствительным к октановому числу бензина, как это можно было предположить.

Однако в связи с тем, что скорость перетекания заряда в значительной области поворота ротора оказывается больше скорости распространения пламени (равной 15—25 м/сек), фронт пламени никогда не поднимается выше свечи. В результате этого расположенная выше нее часть заряда сгорает

позже, только по прохождении им через малую ось эпитрохоиды, т. е. при перетекании смеси в зону горения. Это обстоятельство ухудшает и затягивает процесс сгорания, о чем свидетельствует, в частности, повышенная температура отработавших газов. Проведенные исследования с различным расположением свечи относительно малой оси эпитрохоиды подтвердили справедливость вышесказанного положения. Свеча, расположен-

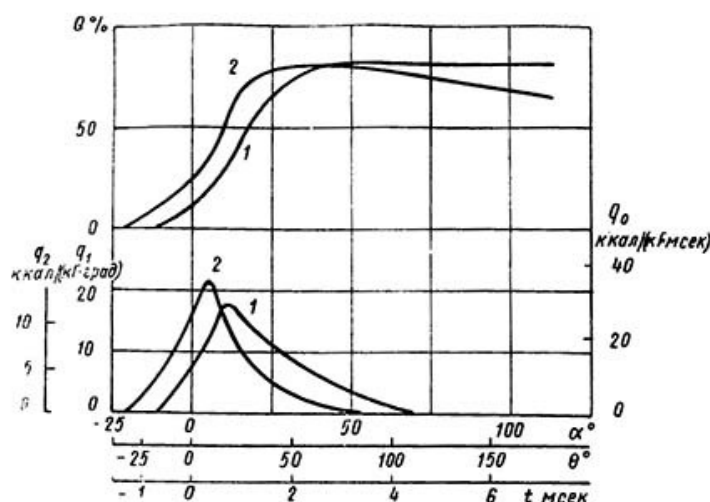


Рис. 26. Зависимости, характеризующие выделение тепла в двигателях:

1 — в роторнопоршневом; 2 — в поршневом

ная ниже малой оси на 20 мм, приводит, по сравнению со стандартным расположением свечи (28 мм выше малой оси), к снижению максимального значения среднего эффективного давления на $1 \text{ кг}/\text{см}^2$ и резкому (начиная с 2000 об/мин) повышению удельного расхода топлива, составляющему примерно 15% на режиме максимального эффективного давления и 20% на режиме максимальной мощности. Применение двух свечей, из которых одна расположена на 56 мм выше, а другая на 20 мм ниже малой оси, позволило несколько (на 2—3%) увеличить среднее эффективное давление и примерно на 7% снизить удельный расход топлива во всем диапазоне чисел оборотов (рис. 27). При этом тепловыделение составляет 400—450 $\text{kcal}/(\text{kg} \cdot \text{msec})$ против 250 $\text{kcal}/(\text{kg} \cdot \text{msec})$, а время сгорания 2,5 msec против 4 msec в случае установки одной свечи. Следует отметить, что при установке одной свечи процесс горения затягивается почти до начала выпуска.

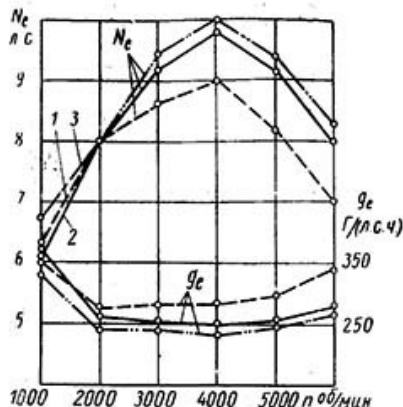
Несколько улучшить процесс горения можно также, выполняя контур ротора не по дугам окружности, а по внутренней

огнивающей эпитрохонд, что позволит сконцентрировать большую часть заряда в выемке ротора и свести до минимума объем, заключенный между ротором и эпитрохондной поверхностью корпуса.

Не вполне удовлетворительное протекание кривой крутящего момента у РПД отчасти объясняется особенностями процесса смесеобразования. Считают, что топливо в значительных количествах оседает на относительно холодных (по сравнению с поршневыми двигателями) поверхностях, ограничивающих рабочую камеру. Естественно, что процесс сгорания при этом затягивается и имеет место догорание, в результате чего ухудшается термодинамика цикла.

Рис. 27. Зависимость мощности и удельного расхода топлива двигателя ККМ-502 от расположения свечи:

1 — при расположении свечи на 20 мм ниже малой оси эпитрохонды; 2 — при расположении свечи на 28 мм выше малой оси эпитрохонды; 3 — при расположении одной свечи на 56 мм выше, другой на 20 мм ниже малой оси эпитрохонды



На двигателе ККМ-502 установлен специально разработанный двухдиффузорный карбюратор с горизонтальным потоком «Солекс» 18/32 ННД, обеспечивающий тщательное распыливание топлива и перемешивание его с воздухом. Малый диффузор (диаметр 18 мм) предназначен для работы в диапазоне малых и средних чисел оборотов, когда скорость смеси во впускном тракте невелика и процесс испарения топлива резко ухудшается. По мере увеличения числа оборотов двигателя, а следовательно, и скорости смеси постепенно вступает в работу и второй большой диффузор (диаметр 32 мм), обеспечивая таким образом нужную степень дробления топлива и перемешивание его с воздухом.

Следует отметить, однако, что, как показали испытания, замена такого карбюратора карбюратором с падающим потоком привела к увеличению мощности двигателя в диапазоне средних чисел оборотов примерно на 15% и уменьшению удельного расхода топлива примерно на 7% в диапазоне низких и средних чисел оборотов. Применение же установленного на двигателе карбюратора с горизонтальным потоком объяснялось желанием уменьшить высоту двигателя.

Стартер двигателя мощностью 1 л.с. гарантирует пуск в широком диапазоне атмосферных условий. Несмотря на то, что пусковое число оборотов РПД в большинстве случаев не-

сколько выше, чем у поршневого двигателя, потери на трение существенно меньше (среднее давление трения у двигателя ККМ-502 составляет $2,3 \text{ кг/см}^2$ против $3,0 \text{ кг/см}^2$ у поршневых двигателей), поэтому общая мощность, необходимая для пуска РПД, не превышает мощности, требуемой для пуска соответствующего поршневого карбюраторного двигателя.

В процессе стендовых и эксплуатационных испытаний были определены интенсивность износа двигателя и срок службы наиболее ответственных деталей: оказалось, что детали ра-

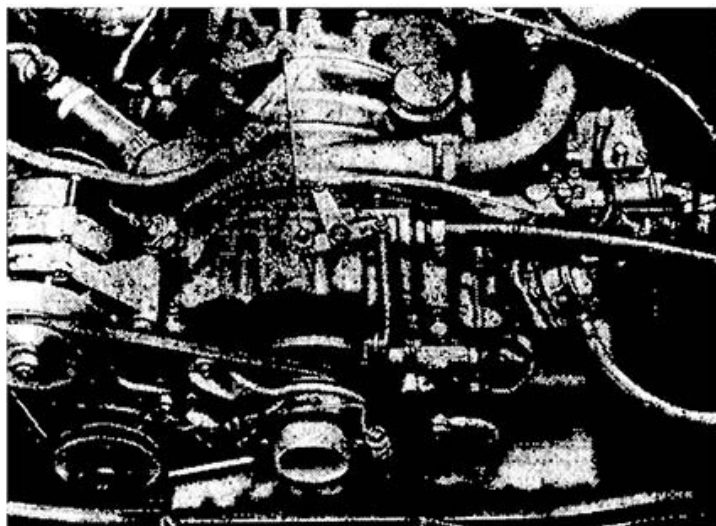


Рис. 28. Общий вид двигателя ККМ-502

днальных и торцовых уплотнений успешно работают без замены более 1000 ч. Корпусные детали сохраняют работоспособность в течение 2000—3000 ч.

Двигатель оборудован конденсаторной системой зажигания, обеспечивающей в сочетании со свечой фирмы Беру (калильное число 190) надежную работу двигателя. Срок службы свечи превышает 200 ч.

При работе двигателя ККМ-502 на малых числах оборотов (до 700 в минуту) ощущается незначительная вибрация. По мере повышения числа оборотов вибрация исчезает полностью, а равномерность работы РПД сопоставима с равномерностью работы газовой турбины.

Важным положительным качеством роторпоршневого двигателя является то, что он может работать на скоростных режимах, значительно превышающих расчетные. Во время дорожных испытаний серийного автомобиля «Спидер» фирмы НСУ уста-

новленный на нем двигатель ККМ-502 в течение более 100 ч эксплуатировался на режиме 7000—7500 об/мин (при расчетных числах оборотов максимальной мощности, равных 5500 в

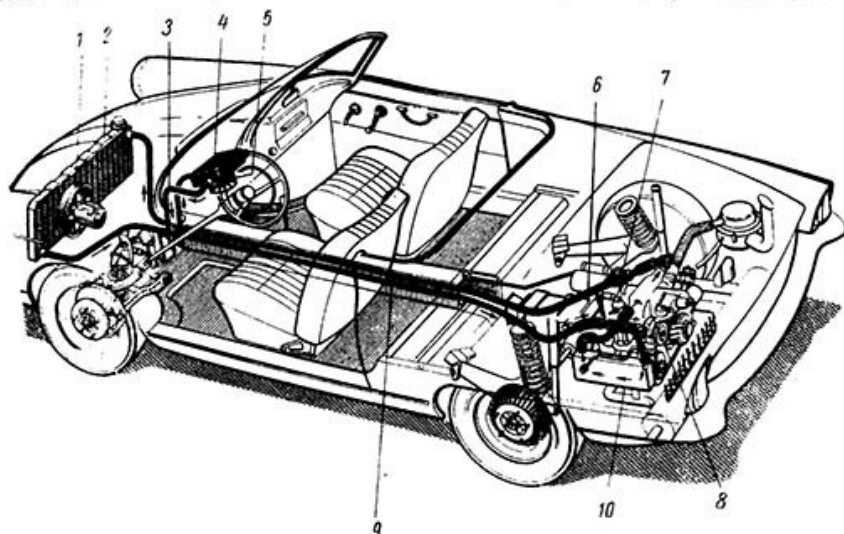


Рис. 29. Схема общего вида автомобиля «Спидер»:
1 — вентилятор; 2 — радиатор; 4 — отопитель; 5 — вентилятор отопителя; 8 — водяной насос; 3, 6, 7 и 9 — трубопроводы; 10 — водомасляный радиатор

минуту). Никаких отклонений от нормальной работы двигателя при этом не наблюдалось. В этом заключается еще одно важное преимущество полностью уравновешенного двигателя без газораспределительного механизма, 6 каким является роторнопоршневой двига- л/100 км

Общий вид двигателя ККМ-502 представлен на рис. 28. На передней крышке расположены генератор переменного тока и водяной насос, приводимые от эксцентрикового вала клиновидным ремнем. Прерыватель расположен на кронштейне передней крышки, а его привод от эксцентрикового вала выполнен таким образом, что одновременно является и центробежным регулятором момента зажигания. На правой стороне передней крышки расположены бензиновый насос, приводимый с помощью рычага, эксцентрично укрепленного на шестерне, и лубрикатор с шестеренчатым приводом.

Схема установки двигателя ККМ-502 на автомобиле «Спидер» представлена на рис. 29. На рис. 30 показана дорожная

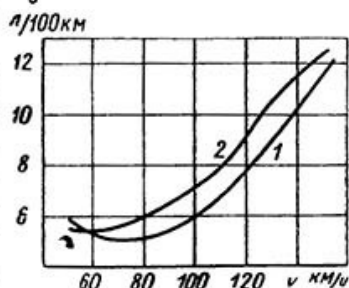


Рис. 30. Дорожная характеристика автомобилей:
1 — «Спидер»; 2 — Фольксваген

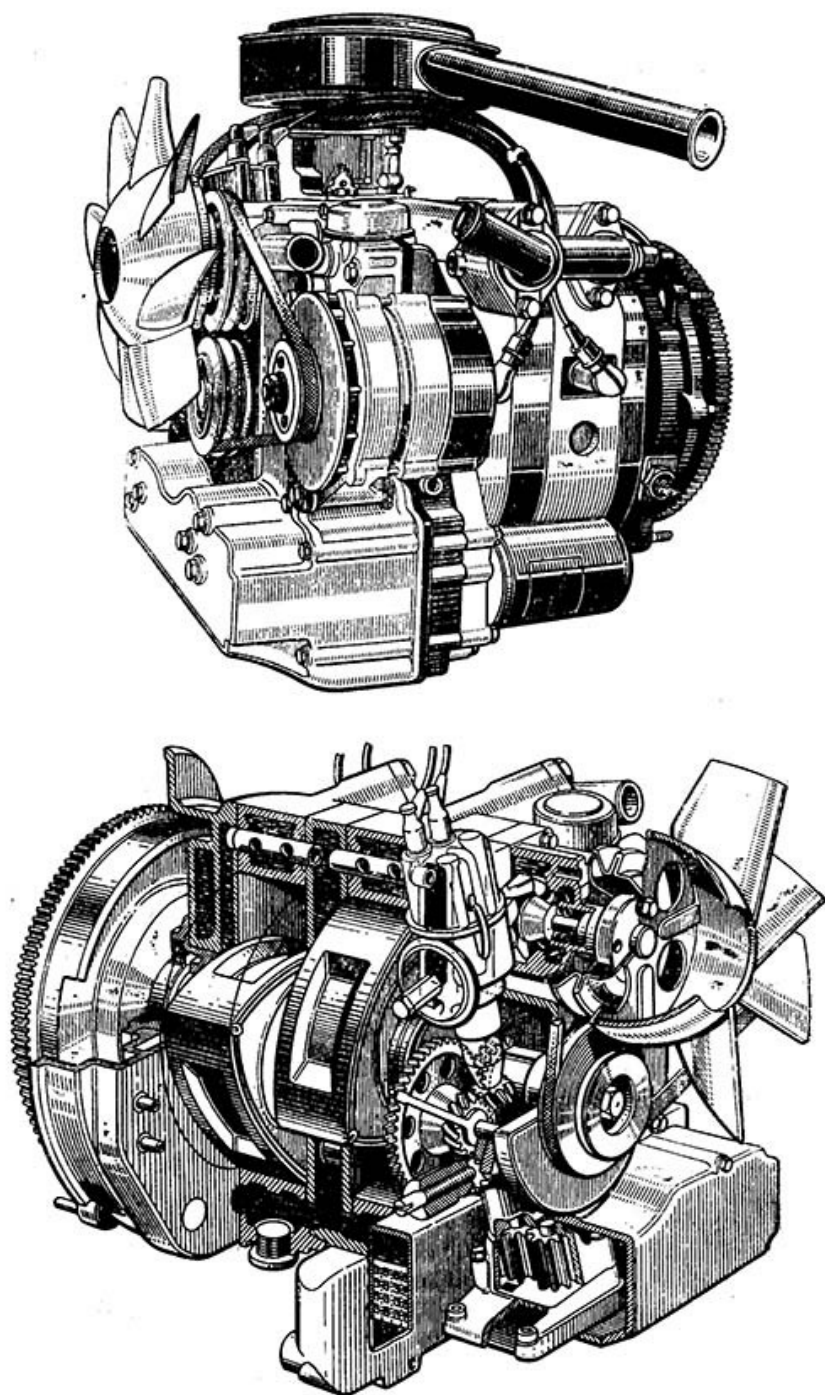


Рис. 31. Общий вид двухроторного двигателя ККМ-512

характеристика автомобилей «Спидер» и «Фольксваген» с одинаковой мощностью двигателей.

Двигатель, объединенный в один агрегат с трансмиссией, расположен в задней части автомобиля и занимает очень малый объем, что дало возможность разместить над двигателем багажное отделение.

В передней части автомобиля расположены радиатор и вентилятор с электроприводом, остальное подкапотное пространство также используется для размещения багажа.

На базе двигателя ККМ-502 был создан первый двухроторный РПД ККМ-512 (ККМ-2 $\times$ 500) фирмы НСУ, развивающий при 6000 об/мин мощность 110 л.с. Удельный расход топлива при полной нагрузке менее 250 г/(л.с.ч.), расход масла снижен до 0,6—0,7 л на 100 км.

Общий вид и характеристика двигателя ККМ-512 представлены на рис. 31 и 32.

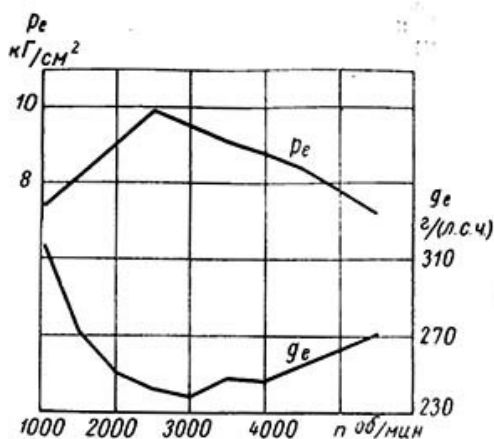


Рис. 32. Скоростная характеристика двигателя ККМ-512

На двигателе ККМ-512 несколько изменены расположение и привод агрегатов. Прерыватель и масляный насос имеют общий вал и приводятся от эксцентрикового вала с помощью винтовой передачи. Прерыватель снабжен вакуумным регулятором момента зажигания. Водяной насос перенесен в верхнюю часть передней крышки двигателя. Его привод остался без изменения. Водно-масляный радиатор встроен в корпус двигателя.

На двигателе установлен один карбюратор с падающим потоком. Двигатель ККМ-512 предназначен для установки на вездеход ДКВ «Мунга» грузоподъемностью 0,25 т и на легковой автомобиль «Комобил», разрабатываемый совместно с французской фирмой Ситроен, а также на автомобиль спортивного типа фирмы НСУ.

В связи с тем, что две последние модели имеют передний ведущий мост, все корпусные детали двигателя ККМ-512 отлиты из чугуна для того, чтобы обеспечить более благоприятное распределение массы по осям автомобиля. Важную роль играет также значительно меньшая стоимость чугуна. Масса такого варианта двигателя ККМ-512 составляет 103 кг, в то время как алюминиевого 70 кг.

Срок службы двигателя до ремонта составляет 1000 ч

(100 тыс. км пробега). Сроки службы отдельных деталей, опубликованные фирмой без каких-либо разъяснений, приведены ниже в 4:

Передний боковой корпус	1100
Средний корпус	1950
Промежуточный корпус	2000
Задний боковой корпус	3300
Передний коренной подшипник	1700
Задний коренной подшипник	1200
Подшипник ротора	1500
Неподвижная шестерня	3000
Шестерня ротора	1550
Радиальная уплотнительная пластина	1100
Торцовая уплотнительная пластина	3100
Уплотнительный штифт	3100

Кроме описанных двигателей, фирма НСУ выпустила большое количество экспериментальных роторпоршневых двигателей водяного и воздушного охлаждения, некоторые данные которых представлены в табл. 2.

Таблица 2

Роторпоршневые двигатели фирмы НСУ

Модель	Объем камеры в см ³	$\frac{N_e}{n}$	Охлаждение		Масса в кг	Год выпуска
			корпуса	ротора		
ДКМ-125	125	29/17 000	Водяное	Воздушное и масляное	—	1957
ККМ-125	125	25/10 000	»	Масляное	11	1958
ККМ-125II	125	27/10 000	»	»	—	1959
ККМ-150	150	18/7 000	»	»	15,5	1961
ККМ-250	250	35/6000	»	»	22	1959
ККМ-400	400	48/6000	»	»	23	1960
ККМ-500	500	60/6000	»	»	30	1961
ККМ-502	500	54/5500	»	»	58	1963
ККМ-513	500	50/6000	»	»	73,6	1966
ККМ-2×300	2×300	66/6000	»	»	33	1961
ККМ-509						
ККМ-506	2×500	110/6000	»	»	70	1964
ККМ-512	2×500	110/6000	»	»	103	1966
ККМ-60 I**	60	3/6000	Воздуш- ное	Воздушное	7,4	1960
ККМ-60 II**	60	6/6000	То же	Масляное	8,0	1961
ККМ-60 III**	60	4/6000	»	Воздушное	4,4	1962
ККМ-150 II*	150	13,5/6000	»	Масляное	19	1961—1962
ККМ-150 III*	150	13,5/5000	»	»	22	1962—1963
ККМ-250	250	20/6000	»	»	—	1961
ККМ-510	215	10/5000	»	Воздушное	25	1963
ККМ-507	330	18/5000	»	»	31	1963
ККМ-514	2×330	35/5000	»	»	55	1963

* В числителе дана эффективная мощность двигателя в л. с., а в знаменателе соответствующее этой мощности число оборотов в минуту.

** Римскими цифрами указаны варианты двигателей.

Результаты экспериментов по определению максимально достижимого среднего эффективного давления при различных способах охлаждения корпуса и ротора помещены в табл. 3.

Таблица 3

Среднее эффективное давление при различных способах охлаждения корпуса и ротора

Охлаждение		Расположение впускного окна	Эффективное достижимое давление в %
корпуса	ротора		
Водяное	Масляное	В среднем корпусе	100
»	»	В боковом корпусе	85
Воздушное	»	В среднем корпусе	90
Водяное	Воздушное	—	75
Воздушное	»	—	60

В настоящее время фирма НСУ проводит исследование роторпоршневых двигателей различных моделей, автомобили фирмы с роторпоршневыми двигателями прошли к началу 1966 г. более 2 млн. км.

В связи с началом серийного производства РПД фирма НСУ уделяет большое внимание вопросам технологии, в первую очередь технологии изготовления основных деталей РПД — ротора и центрального корпуса.

Ротор обрабатывают на обычных станках. В том случае, когда боковые поверхности ротора образованы дугой окружности, они могут быть обработаны на токарных станках. Если же эти поверхности выполнены по внутренней огибающей, их обрабатывают по копиру. Фирма НСУ использует для этой цели зубодолбежные станки Лоренц со специальной наладкой. Радиальное перемещение стола производится кулачком в периоды между рабочими ходами инструмента. Торцовые поверхности роторов шлифуются обычными методами.

Канавки торцовых уплотнений прорезаются на лобовом станке, на планшайбе которого устанавливают сразу три ротора. При двухрядном торцовом уплотнении обе канавки обрабатывают одновременно. В процессе обработки роторы 6 раз поворачивают вокруг оси — по 3 раза для каждой стороны. При этом роторы должны фиксироваться на планшайбе с достаточной точностью.

Отверстия для уплотнительных штифтов в вершинах ротора, к точности размеров и расположения которых предъявляются высокие требования, растачивают на координатно-расточных станках. Пазы для пластин радиальных уплотнений фрезеруются в уплотнительных штифтах в сборе с ротором.

Эпитрохоидные поверхности корпусов РПД, выпускаемых фирмой НСУ, обрабатывают методом копирования. После

фрезерования и шлифования торцовых поверхностей корпусов, отлитых под давлением из легкого сплава, они поступают на специальный карусельный станок, изготовленный фирмой НСУ, где по копиру производится предварительная расточка эпитрохондной поверхности. За один проход, продолжающийся около 5 мин, снимается припуск 0,4 мм. После этого эпитрохондную поверхность покрывают слоем твердого хрома толщиной около 0,3 мм.

Окончательно обрабатывают хромированную рабочую поверхность на копировально-шлифовальном станке. Общее время механической обработки центрального корпуса составляет 1,5 ч.

Фирма проводит исследования с целью замены хромирования эпитрохондной поверхности анодированием. По мнению фирмы анодирование позволит получить износостойкую поверхность при более дешевом способе производства и невысоких требованиях к материалам. Рассматривается также возможность нанесения на эпитрохондную поверхность тонкого керамического покрытия.

Изучается возможность снижения стоимости изготовления боковых корпусов, которые сравнительно дороги в основном из-за молибденового покрытия рабочих поверхностей. Предлагается выполнять боковые корпуса из алюминия с напыленной на рабочие поверхности сталью. Это, однако, потребует значительных по объему исследований в области смазки и износостойкости уплотнений.

Хорошие результаты показали исследования, проведенные в последнее время фирмой с чугунными боковыми корпусами, на рабочие поверхности которых не наносились никакие специальные покрытия: износ деталей уплотнения и рабочих поверхностей корпусов оказался по предварительным данным в 4 раза меньше, чем при используемом в настоящее время молибденовом покрытии.

ДВИГАТЕЛИ ФИРМЫ КЕРТИС-РАЙТ

Известная авиамоторостроительная фирма Кертис-Райт (США) первой приобрела лицензию на РПД в 1958 г. Эта фирма разрабатывает семейства роторпоршневых двигателей, предназначенных для использования в различных отраслях хозяйства. Базовой моделью семейства РПД является однороторный двигатель RC1-60 (Rotating combustion) с рабочим объемом камеры 0,98 л и степенью сжатия $\varepsilon=8,5$.

К 1965 г. время исследовательских и доводочных работ по двигателям серии RC превысило 20 000 моторочасов. На рис. 33 приведены эффективные показатели двигателя, достигнутые к 1964 г. Максимальная мощность при числе оборотов эксцентрис-

кового вала 6500 в минуту составляет 155 л.с. Максимальная величина среднего эффективного давления равняется $11,25 \text{ кг/см}^2$. Наименьший удельный расход топлива равен 205 г/(л.с.ч.) , а расход на режиме максимальной мощности не превышает 240 г/(л.с.ч.) . Двигатель устойчиво работает на холостом ходу при 350 об/мин. Минимальное число оборотов при полностью открытой дроссельной заслонке составляет 400 в минуту.

Конструкция этого двигателя представлена на рис. 34.

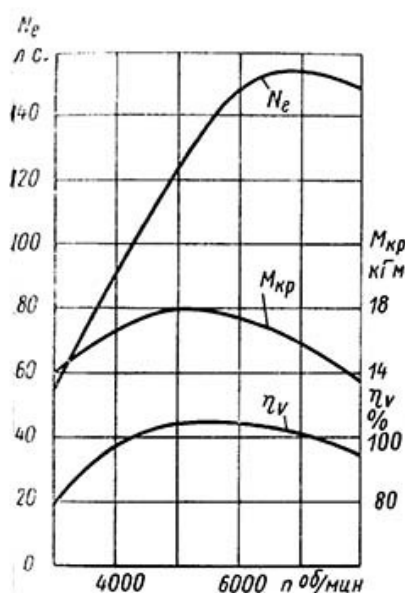


Рис. 33. Скоростная характеристика двигателя RC1-60

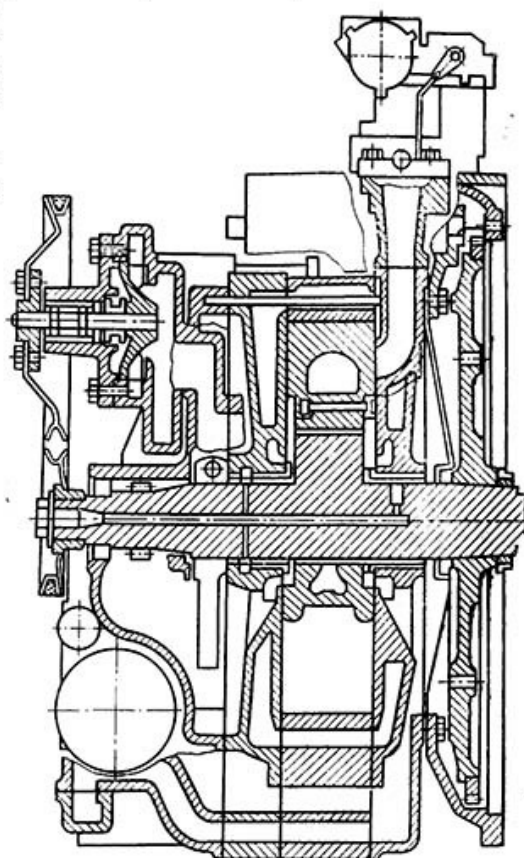


Рис. 34. Конструкция двигателя RC1-60

Стальной эксцентриковый вал двигателя вращается в двух коренных подшипниках скольжения. Ротор двигателя установлен также на подшипнике скольжения. Центральный и боковые корпуса центрируются с помощью цилиндрических штифтов и стягиваются шпильками, проходящими через водяную рубашку. Шпильки расположены неравномерно, в соответствии с распределением газовых нагрузок. Усилие затяжки гаек приложено вблизи поверхности эпитрохоиды.

Центральный корпус двигателя отлит из алюминия. На его рабочую поверхность методом напыливания нанесен слой

молибдена, который подвергается окончательной шлифовке. Боковые корпуса также отлиты из алюминия. Характерной особенностью их конструкции является использование вставных торцовых накладок. Применение последних позволяет получить более простую отливку и повысить эффективность системы охлаждения двигателя. Рабочие поверхности накладок хромируют, а окончательно их обрабатывают после запрессовки в корпус.

Так как процесс нанесения слоя молибдена на алюминиевую поверхность является дорогостоящим, разрабатываются конструкции двигателей с чугунными центральными корпусами. Фирма считает, что тонкостенное литье не приведет к существенному увеличению массы двигателя, в то время как процесс нанесения молибденового покрытия на чугун упростится.

В конструкции ротора из алюминиевого сплава был обнаружен значительный износ пазов под радиальные уплотнения. Этот дефект удалось устранить применением специальных вставок из высокопрочных материалов. В связи с этим в настоящее время роторы двигателей серии RC выполняют из модифицированного чугуна и имеют для увеличения жесткости конструкции коробчатое сечение с радиальными ребрами. Улучшение конструкции ротора способствовало снижению его тепловой напряженности.

Ротор охлаждается маслом, которое подводится из эксцентрикового вала по радиальным отверстиям в эксцентрикe. Поле ускорений масла во внутренних полостях ротора циклически изменяется при его вращении, в результате чего охлаждающее масло совершает вихревое движение между внутренними ребрами, отводя тепло от ротора. Затем масло поступает к кольцевым выточкам на концевых поверхностях подшипника ротора и стекает в желоба боковых корпусов. Тепло, полученное маслом от ротора, отводится в теплообменник.

Система уплотнения рабочих камер выполнена по схеме, применяющейся фирмой НСУ. Радиальные и торцовые пластины уплотнений изготавливают из легированного чугуна. Радиальные пластины выполнены разрезными, что позволяет уменьшить величину неуплотненного зазора по торцу пластины. В результате этого улучшения удалось снизить пусковое число оборотов двигателя и уменьшить массу маховика. Торцовые пластины уплотнения должны иметь минимальную массу, чтобы уменьшить влияние инерционности на их подвижность и способность к самоустанавливанию.

Создание эффективной конструкции элементов уплотнения является лишь частью общей проблемы герметизации рабочего пространства двигателя. Очень важной проблемой является также система охлаждения корпусов, при этом критерием эффективности охлаждения служит величина термической дефор-

мации корпусов, и в первую очередь центрального корпуса. Для достижения равномерного температурного состояния поверхностей в системе охлаждения двигателя RC1-60 применено многоходовое движение жидкости (рис. 35). Поток жидкости последовательно проходит через рубашку охлаждения корпусов двигателя в прямом и обратном направлениях, параллельно оси вала. Количество охлаждающей жидкости, подаваемой в отдельные зоны центрального корпуса в соответствии с характером тепловыделения, регулируется проходными площадями

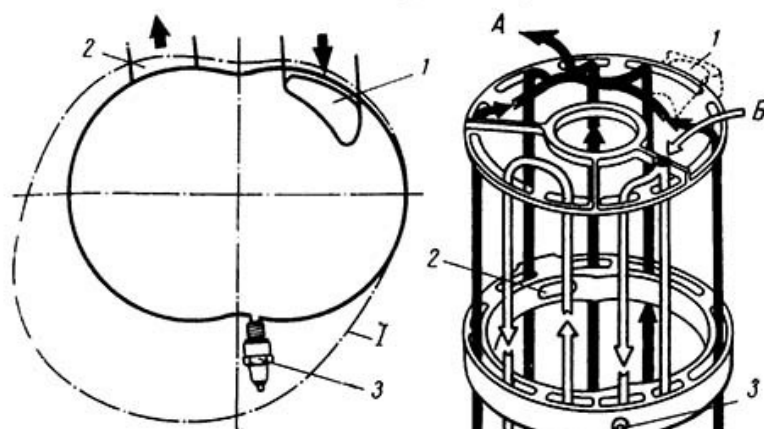


Рис. 35. Схема циркуляции охлаждающей жидкости в корпусах РПД RC1-60 и температурное поле корпуса:

1 — температурное поле; 4 — выход охлаждающей жидкости; 5 — вход охлаждающей жидкости; 1 — впускное окно; 2 — выпускное окно; 3 — свеча зажигания

каналов, а также с помощью радиальных ребер, одновременно повышающих жесткость корпуса.

Газораспределительные окна в РПД могут располагаться на рабочих поверхностях центрального или бокового корпусов.

Недостатком системы газораспределения РПД с расположением окон в центральном корпусе является весьма большое время перекрытия впускного и выпускного окон, что особенно сказывается при малых числах оборотов. В результате перекрытия газораспределительных окон происходит перемешивание горючей смеси с выхлопными газами. При этом ухудшаются пусковые качества двигателя.

Для устранения этого явления в транспортных двигателях впускное окно располагают на торцевой поверхности одного из боковых корпусов. Величина проходного сечения окна и выбор

фаз при этом ограничены, так как во избежание попадания масла во впускное окно оно не должно перекрываться маслосъемным кольцом. Подобная схема газораспределения понижает коэффициент наполнения при высоких числах оборотов ротора, но несколько повышает экономичность. Другой особенностью такой системы впуска является сообщение полости ротора между маслосъемным кольцом и газовыми торцовыми уплотнениями с впускным окном, что дает возможность прорывающимся газам поступать в последнее, а не в картер двигателя. При этом снижается загрязненность масла и увеличивается срок его службы.

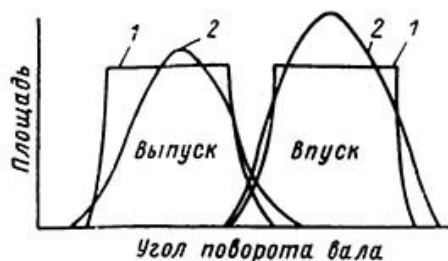


Рис. 36. Изменение площадей газораспределительных органов по углу поворота вала:

1 — роторпоршневой двигатель; 2 — поршневой двигатель

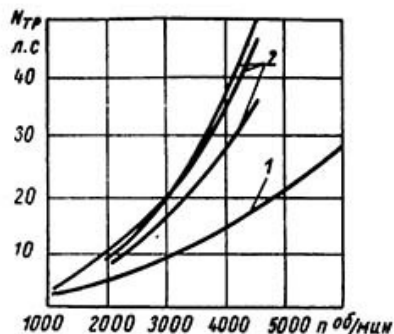


Рис. 37. Зависимости мощности механических потерь от числа оборотов двигателя:

1 — двигатель RCI-60; 2 — поршневые двигатели

Открытие и закрытие газораспределительных окон в РПД происходит очень быстро, что приводит к возникновению динамического напора воздуха во впускном трубопроводе (рис. 36). Использование этого эффекта с помощью специально подобранного трубопровода позволило в двигателе RCI-60 заметно повысить величину коэффициента наполнения, которая на отдельных режимах превышает единицу. Этому способствовала также быстроходность РПД, так как эффективность инерционного наддува увеличивается с повышением скоростного режима двигателя.

На рис. 37 показаны зависимости мощности механических потерь от числа оборотов двигателя RCI-60 и трех образцов карбюраторных шестицилиндровых верхнеклапанных двигателей мощностью 100—120 л.с., развиваемой при числе оборотов, равном 4500 в минуту. Из сравнения зависимостей видно, что мощности механических потерь РПД и поршневых двигателей при низких числах оборотов мало отличаются друг от друга, поэтому для пуска РПД могут быть использованы те же стартеры, что и для сопоставимых по мощности поршневых карбюраторных двигателей.

Величина механических потерь в поршневых двигателях при высоких числах оборотов больше, чем у РПД, примерно в 2 раза. Меньшие величины механических потерь роторнопоршневого двигателя объясняются рядом причин. При работе РПД поверхности ротора и корпусных деталей не соприкасаются, в то время как в поршневом двигателе на преодоление трения поршней затрачивается примерно 20—25% мощности всех потерь. На привод механизма газораспределения в поршневых двигателях затрачивается примерно 15% мощности трения, а в РПД этот узел вообще отсутствует. Наконец, меньшее число подшипников, наряду с отмеченными выше факторами, определяет в РПД меньшие потери на трение.

Изучение процесса сгорания, проведенное на двигателе RC1-60 с помощью скоростной съемки, подтвердило полученные фирмой НСУ данные о некоторой его затянутасти. В связи с этим в РПД приходится устанавливать большие углы опережения зажигания, которые в двигателе RC1-60 на номинальном режиме составляют 40—45°, что эквивалентно 27—30° в поршневых двигателях.

Таблица 4

Износ основных деталей в мм

Изнашиваемые детали	Двигатель		
	RC1-60	ГАЗ-21 [1]	М-20 [1]
Шейки эксцентрикового вала	Износа нет	—	—
Шатунные шейки на диаметр	—	0,05—0,06	0,10—0,14 [*]
Эпитрохонидная поверхность	0,11	—	—
Гильза цилиндра в верхнем поясе . . .	—	0,10—0,14	0,45—0,47
Рабочая поверхность боковых корпусов	0,165	—	—
Радиальная пластина по высоте . . .	0,39*	—	—
Торцовые пластины по высоте	0,091	—	—
Первое компрессионное кольцо (радиальный износ)	—	0,3—0,35	—
Второе компрессионное кольцо (радиальный износ)	—	—	0,21
Торцовое масляное уплотнение по высоте	0,038*	—	—
Маслосъемное кольцо (радиальный износ)	—	0,3—0,35	0,5

* Указанные величины износа газовых и масляных уплотнений соответствуют 1000 ч работы.

В табл. 4 для сравнения приведены величины износа деталей двигателей RC1-60, ГАЗ-21 и М-20. Двигатель RC1-60 испытывали в течение 1500 ч на автомобильном бензине без добавки масла. Испытания велись на режимах, наиболее харак-

терных для автомобильных двигателей, т.е. 600 ч двигатель работал при максимальном скоростном режиме с нагрузкой составляющей 75—80% максимальной, а в течение остальных 900 ч мощность двигателя не превышала 60% максимальной.

Износ деталей двигателей ГАЗ-21 (автомобиль «Волга») и М-20 (автомобиль «Победа») определялся после пробега около 100 тыс. км. Сравнение результатов испытаний представляет особый интерес в связи с тем, что величины износов сопоставимых деталей у двигателя RC1-60 и двигателей ГАЗ-21 и М-20

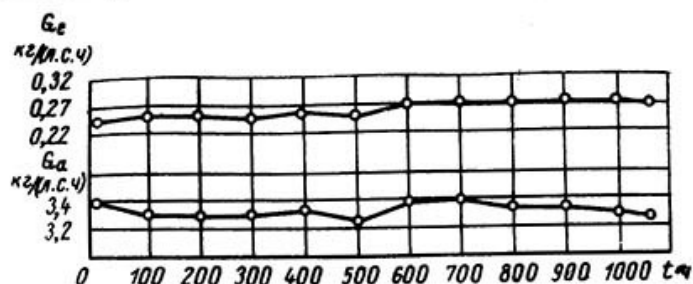


Рис. 38. Изменение удельных расходов топлива и воздуха двигателя RC1-60

сравнительно мало отличаются друг от друга. Следует указать, что в обычных условиях эксплуатации двигатель ГАЗ-21 автомобиля «Волга» может пройти до капитального ремонта около 150 тыс. км.

На рис. 38 изображены кривые удельных расходов топлива и воздуха. Эти кривые показывают стабильность параметров двигателя RC1-60 в течение последних 1000 ч (время испытаний двигателя составляло 1500 ч).

Долгое время одним из слабых мест РПД фирмы Кертис-Райт являлась недостаточная стойкость свечей зажигания. В настоящее время проводятся исследования по подбору оптимального теплового режима для свечи новой конструкции с электродами, расположенными близко к эпитрохондной поверхности, и с очень высоким калильным числом. Во время специальных испытаний, проведенных на двигателе RC1-60, развивавшем 65 л.с. при 4500 об/мин, свеча проработала свыше 1000 ч.

Фирмой разработана также конденсаторная система зажигания, к преимуществам которой следует отнести малую чувствительность к отложениям нагара на электродах свечи и значительно меньшую эрозию самих электродов.

В настоящее время на базе двигателя RC1-60 фирма Кертис-Райт построила ряд двух-, трех- и четырехроторных двигателей.

Двухроторный двигатель RC2-60-U5 водяного охлаждения (рис. 39) создавался специально для установки на автомобиль. Системы газовых уплотнений и водяного охлаждения унифицированы с двигателем RC1-60. В конструкцию роторов, центральных и боковых корпусов были внесены лишь незначительные изменения. Стальной эксцентриковый вал двигателя выполнен двухопорным (промежуточная опора отсутствует).

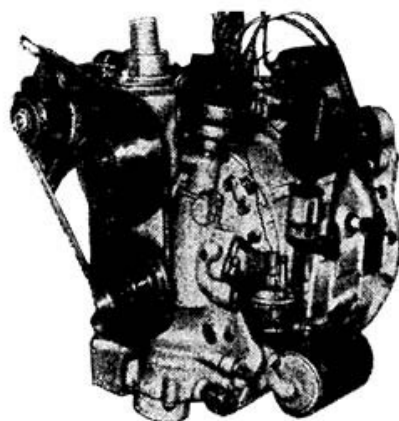


Рис. 39. Общий вид двигателя RC2-60-U5

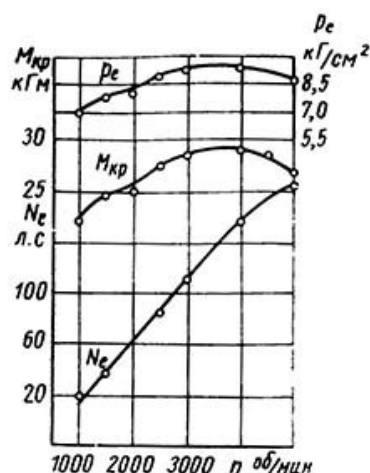


Рис. 40. Скоростная характеристика двигателя RC2-60-U5

Неподвижные синхронизирующие шестерни (с числом зубьев 48) расположены в боковых корпусах, что позволяет применить неразъемный эксцентриковый вал и облегчить сборку двигателя.

Впускные окна выполнены в боковых корпусах (торцовый выпуск), а выпускные—в центральных (периферийный выпуск). Смазка подшипников и охлаждение роторов производятся под давлением по обычной схеме. Давление масла на прогревом двигателе около 3 кг/см^2 . На рис. 40 дана скоростная характеристика двигателя RC2-60-U5.

Вспомогательные агрегаты двигателя RC2-60-U5 автомобильного типа. Водяная помпа расположена на передней крышке двигателя и приводится ремнем от шкива на эксцентриковом валу. Этим же ремнем приводится и генератор переменного тока с встроенным в него выпрямителем. Подкачивающий бензиновый насос диафрагменного типа, расположенный с левой стороны двигателя, подает топливо через фильтр с бумажным элементом. Карбюратор двухкамерный типа Роучестер, диаметр диффузора 36,5 мм. Единственным вспомогательным агрегатом,

специально разработанным для РПД RC2-60-U5, является малогабаритный стартер, расположенный с левой стороны двигателя.

С целью подбора водяного и масляного радиаторов для двигателя RC2-60-U5 проводились исследования его теплового баланса. Результаты исследований, представленные на рис. 41, показывают, что для РПД требуются радиаторы той же эффек-

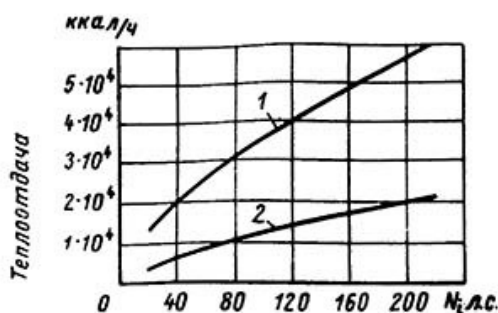


Рис. 41. Зависимости, характеризующие тепловой баланс двигателя RC2-60-U5:
1 — теплоотдача в воду; 2 — теплоотдача в масло

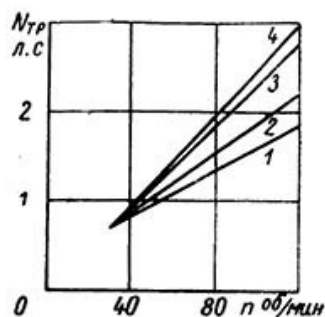


Рис. 42. Зависимость мощности, затрачиваемой на проворачивание вала двигателя RC2-60-U5 при различных температурах окружающей среды:

1 — при 21°C ; 2 — при 7°C ;
3 — при -18°C ; 4 — при -23°C .

тивности, что и для сопоставимых поршневых карбюраторных двигателей.

При испытаниях в холодильной камере оценивались пусковые качества двигателя RC2-60-U5. На рис. 42 показана зависимость мощности, необходимой для проворачивания вала двигателя при различных температурах окружающей среды, от числа оборотов. Величины мощности подсчитывались по пиковому току и напряжению в цепи стартера.

При определении пусковых качеств было установлено, что двигатель RC2-60-U5 обладает хорошей приемистостью. После первой вспышки число оборотов двигателя увеличилось с 43 до 450 в минуту за 0,15 сек.

Расположение впускных окон в боковых корпусах позволило существенно снизить пусковое число оборотов: двигатель RC2-60-U5 легко пускается при числе оборотов, не превышающем 60 в минуту.

При стендовых испытаниях, воспроизводящих условия высоких нагрузок и скоростей, удельный расход масла в двигателе RC2-60-U5 не превышал $0,25 \text{ г/(л.с.ч.)}$, что приблизительно соответствует расходу 1 кг масла на 1600 км пути пробега автомобиля.

В табл. 5 приведены основные технические данные двигателя RC2-60-U5 и V-образного восьмицилиндрового поршневого

Таблица 5

Технические данные двигателей

Параметры	Двигатель	
	RC2-60-U5	V-8
Мощность (в л. с.) при числе оборотов (в об/мин)	185/5000	197/4800
Рабочий объем двигателя в см ³	1965	4638
Масса двигателя в кг	107	275
Габаритные размеры в мм	457×559×545	750×710×800
Габаритный объем в дм ³	145	425
Объемный удельный показатель мощности в дм ³ /л. с.	0,77	2,15
Массовый удельный показатель мощности в кг/л. с.	0,57	1,4

двигателя фирмы Форд. Последний выбран для сравнения потому, что его конструкция является наиболее прогрессивной в классе двигателей с таким рабочим объемом.

На рис. 43 представлены схематически общие виды РПД и сравниваемого V-образного поршневого двигателя.

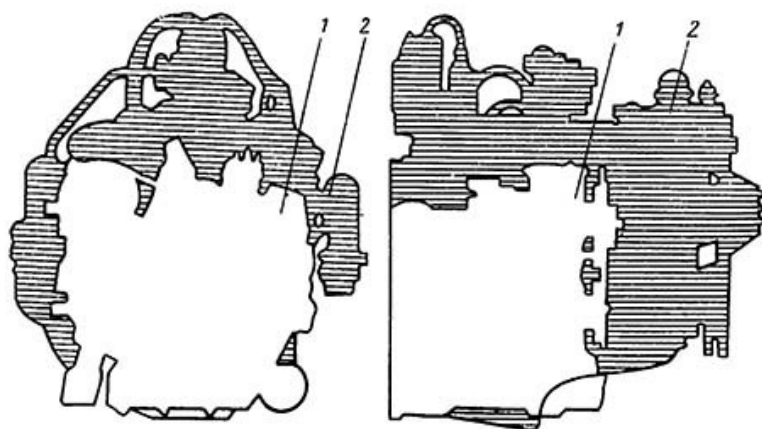


Рис. 43. Сопоставление габаритов РПД и V-образного восьмицилиндрового поршневого двигателя:

1 — РПД; 2 — V-образный восьмицилиндровый поршневой двигатель

Большая компактность РПД позволяет наиболее целесообразно использовать объем кузова легкового автомобиля; пассажирское помещение может быть максимально сдвинуто вперед, в результате чего повышается комфортабельность при одновременном уменьшении общей длины автомобиля.

Испытания легкового пятиместного автомобиля Форд-Мустанг показали, что установленный на нем двигатель RC2-60-U5

обеспечивает наряду с высокой максимальной скоростью (свыше 170 км/ч) хорошие динамические качества. Ниже приведены данные, характеризующие приемистость автомобиля при трогании с места.

Скорость в км/ч	48	64	97	129
Время разгона в сек	2,9	5,7	10,9	20,2

Длительные испытания автомобилей с РПД показали, что их топливная экономичность в условиях городской езды не уступает лучшим образцам автомобилей аналогичного класса с поршневыми двигателями.

При эксплуатации на загородных шоссе расход топлива у автомобиля Форд-Мустанг при замене стандартного поршневого двигателя роторпоршневым уменьшился примерно на 5—10%.

Минимальный расход топлива автомобиля Форд-Мустанг (собственная масса автомобиля с РПД равна 1300 кг) достигается при скорости движения 60 км/ч и составляет примерно 10 л на 100 км пути. При равномерном движении со скоростью 100 км/ч расход топлива увеличивается весьма незначительно и не превышает 12,5 л на 100 км.

Фирма Рио проводит испытания двигателя RC2-60-U5 на автомобиле (6×6) грузоподъемностью 2,5 т. Вследствие установки дополнительного понижающего редуктора (1,39:1) на автомобиле сохраняется стандартная трансмиссия. Замена поршневого шестицилиндрового двигателя мощностью 150 л.с. роторпоршневым позволила не только улучшить динамические качества автомобиля, но и увеличить его грузоподъемность примерно на 300 кг.

Американская фирма Вестингауз Аэроспейс Электрикал Дивижн выпускает электрогенераторные установки мощностью 60 кВт, где в качестве первичного двигателя используется РПД RC2-60-U5.

В табл. 6 приведены некоторые технические данные этих генераторных установок с различными типами первичных двигателей.

Преимущества генераторной установки с РПД вполне очевидны: обладая примерно равной массой с газотурбинной установкой, она значительно превосходит ее по экономичности; установка с РПД на 1643 кг легче дизель-генератора, а несколько более высокий расход топлива полностью компенсируется его экономией в условиях передвижения. По расчетам фирмы передвижная генераторная установка с РПД позволяет экономить (за счет значительно меньшего веса по сравнению с дизель-генератором) до 40 л топлива в час. Высокая равномерность хода двухроторного РПД позволяет поддерживать мощность и частоту генератора в очень жестких пределах.

Технические данные генераторных установок

Таблица 6

Параметры	Генераторная установка		Дизель-генератор
	с РПД	с газовой турбиной	
Масса в кг	489	445	2132
Габаритные размеры в мм:			
длина	1260	2030	2360
ширина	865	915	915
высота	940	685	1500
Габаритный объем в дм^3	1020	1275	3230
Расход топлива в л/ч	36,0	64,5	22,7

Фирма Кертис-Райт непрерывно улучшает износостойкость и параметры роторнопоршневых двигателей. Фирмой разработан вариант двигателя RC2-60-U5 мощностью 200 л. с. Увеличение мощности достигнуто в результате изменения газораспределительных окон и установки карбюратора с большими проходными сечениями диффузоров.

Применение на рабочих поверхностях центральных корпусов новых покрытий из керамики позволило резко увеличить износостойкость этих деталей. Как показали стендовые испытания, проведенные при открытии дроссельной заслонки на 30% и числе оборотов 3500—3800 в минуту, износ рабочей поверхности центрального корпуса не превышал 0,0002 мм за 100 ч работы.

Из секций двигателя RC1-60, расположенных в ряд и соединенных общим эксцентриковым валом, был скомпонован четырехроторный двигатель RC4-60.

На рис. 44 приведена скоростная характеристика двигателя RC4-60. Двигатель развивает мощность 430 л. с. при 6500 об/мин. При наддуве мощность может быть повышена до 700 л. с. Величина максимального крутящего момента достигает 55 кгм. Наименьший удельный расход топлива 228 г/(л. с. ч.). Следует отметить плавное протекание кривых

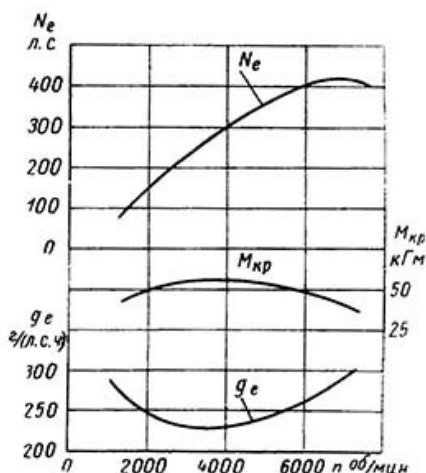


Рис. 44. Скоростная характеристика двигателя RC4-60

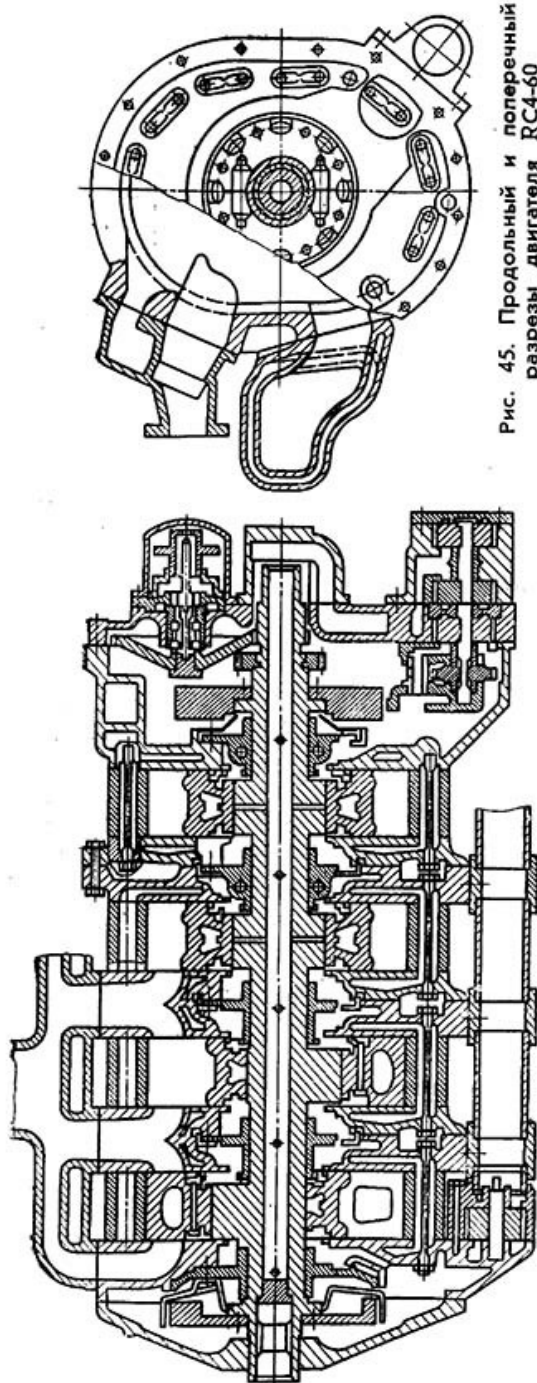


Рис. 45. Продольный и поперечный разрезы двигателя RC4-60

удельного расхода топлива и крутящего момента.

Конструкция двигателя RC4-60 представлена на рис. 45. Впускные окна двигателя выполнены в боковых корпусах, выпускные — в центральных. Ввиду того, что эксцентриковый вал двигателя выполнен цельным, неподвижные шестерни и коренные подшипники пришлось выполнить разъемными. Эксцентриковые шейки вала двигателя развернуты относительно друг друга на 90° , порядок работы секции 1—4—2—3. Возникающий при этом незначительный момент центробежных сил уравнивается противовесами на концах вала. Масляная система сухим картером. Нагнетающая секция насоса подает масло по сверлениям эксцентрикового вала к подшипникам и далее в роторы. Два откачивающих насоса, расположенные в передней и задней крышках двигателя, перекачивают масло, стекающее на дно картера, в масляный бак.

Циркуляция охлаждающей жидкости обеспечивается насосом, установленным с передней стороны двигателя. Жидкость подается в рубашки корпусов из трубопровода, проходящего вдоль всего двигателя. Подо-

грев впускных патрубков, способствующий повышению равномерности распределения топлива по секциям при низких температурах окружающей среды, осуществляется с помощью охлаждающей жидкости.

Двигатель RC4-60 прошел 1000-часовые испытания на стенде, при этом не наблюдалось ни потерь мощности, ни значительных износов ответственных деталей.

Фирма Кертис-Райт в 1961 г. создала однороторный двигатель с воздушным охлаждением и рабочим объемом камеры 70 см^3 (рис. 46). Двигатель развивал мощность от 1 до 3,5 л. с.



Рис. 46. Внешний вид РПД с воздушным охлаждением фирмы Кертис-Райт (рабочий объем камеры 70 см^3)

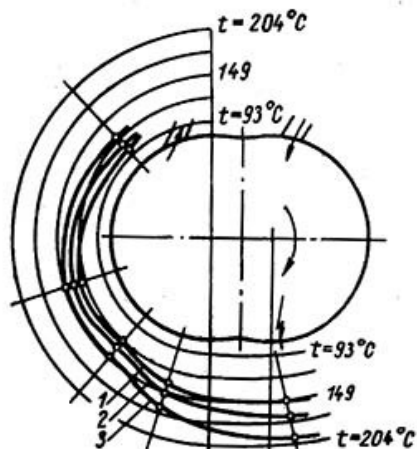


Рис. 47. Температурное поле корпуса РПД с воздушным охлаждением:

1 — $N_e = 1 \text{ л. с.}$, $n = 1600 \text{ об/мин}$; 2 — $N_e = 1,65 \text{ л. с.}$, $n = 2400 \text{ об/мин}$; 3 — $N_e = 3,5 \text{ л. с.}$, $n = 4000 \text{ об/мин}$

в диапазоне $1600\text{—}4000 \text{ об/мин}$ эксцентрикового вала (рис. 47). Число оборотов холостого хода 1000 в минуту, пусковых чисел оборотов $500\text{—}600$ в минуту. Охлаждающий воздух подается центробежным вентилятором, расположенным на эксцентриковом валу двигателя, и системой дефлекторов и ребер направляется вдоль наружной поверхности корпуса.

Расположение ребер неравномерное: в области выпускных каналов и камеры сгорания оно более частое. Термометрирование двигателя показало эффективность системы охлаждения: температура на рабочей поверхности центрального корпуса в зоне свечи зажигания не превышала 204°C при работе на режиме максимальной мощности.

Работы по созданию двигателей воздушного охлаждения были продолжены на экспериментальном двигателе RC1-60, в котором было сохранено жидкостное охлаждение боковых

корпусов, а охлаждение центрального корпуса осуществлялось воздухом.

Основной целью испытаний, начатых в июне 1962 г., было изучение распределения тепловых потоков в корпусных деталях двигателя в зависимости от целого ряда параметров: величина среднего эффективного давления, числа оборотов, формы камеры сгорания, угла опережения зажигания, коэффициента избытка воздуха, температуры окружающей среды и т. п.

Экспериментальный двигатель RC1-60 с центральным корпусом воздушного охлаждения успешно прошел 500-часовые испытания. Двигатель развивал мощность 107 л. с. при температуре окружающего воздуха 38°С, при этом мощность, затрачиваемая на привод вентилятора охлаждения, составляла примерно 10% эффективной мощности.

Конечными результатами многочисленных исследований явилось создание фирмой Кертис-Райт семейства экспериментальных авиационных РПД воздушного охлаждения. Базовой моделью при их создании служила, как и для двигателей водяного охлаждения, модель двигателя RC1-60. Изменению подверглось лишь расположение впускных окон, которые в РПД воздушного охлаждения выполнены на рабочей поверхности центрального корпуса.

Некоторые данные РПД воздушного охлаждения фирмы Кертис-Райт в сравнении с поршневым авиадвигателем приведены в табл. 7.

Таблица 7

Технические данные РПД воздушного охлаждения

Параметры	Двигатель			
	RC2-60	RC3-60	RC4-60	Авиационный поршневой
Число роторов	2	3	4	—
Максимальная мощность в л. с. . .	260	385	515	340
Масса двигателя в кг	100	120	140	211
Удельная масса в кг/л. с.	0,39	0,31	0,27	0,62
Объем силовой установки в м ³ . .	0,20	0,25	0,32	0,43
Удельный объем в м ³ /л. с.	0,00077	0,00065	0,00062	0,00127

Как известно, в настоящее время большое внимание уделяется созданию двигателей, работающих на различных топливах. В современных многотопливных поршневых двигателях используется цикл с воспламенением от сжатия, однако в роторнопоршневых двигателях применение такого цикла связано с рядом трудностей. Поэтому фирма Кертис-Райт, ведущая исследования по определению возможности применения в РПД

различных видов топлив с 1961 г., остановила свой выбор на двигателе с умеренной степенью сжатия ($\epsilon=8,5$) и искровым зажиганием. Многотопливная модификация РПД фирмы Кер-тис-Райт также создана на основе двигателя RC1-60.

Подача топлива осуществляется с помощью плунжерного насоса и форсунки в неразделенную камеру сгорания (рис. 48). Перемешивание топлива с воздухом обусловливается турбулентным движением последнего, образовавшимся в процессе впуска и сжатия. Двигатель прошел успешные испытания при работе на самых различных видах топлива, включая топливо для реактивных двигателей, высокооктановые бензины и дизельное топливо.

Двигатель обладает рядом преимуществ, связанных со способом смесеобразования. При работе на частичных нагрузках вследствие отсутствия дроссельной заслонки на впуске снижаются насосные потери двигателя. Тепловые потери цикла также снижаются из-за более низких температур в процессе сгорания и пониженной диссоциации. Из других особенностей следует отметить меньшую теплоотдачу в охлаждающую воду, более низкую температуру и меньшую токсичность выпускных газов.

Показатели удельной мощности, достигнутые в двигателях с непосредственным впрыском, в сравнении с полученными в карбюраторных двигателях, а также топливная экономичность несколько ниже (в пределах 10—15%) из-за худшего использования воздушного заряда в камере.

Предполагается, что дальнейшие работы по многотопливным модификациям РПД будут касаться конструкции камеры сгорания системы подачи топлива, а также температурного состояния двигателя и газодинамики заряда.

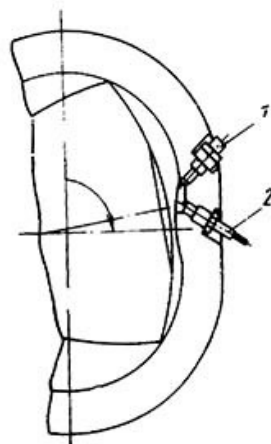


Рис. 48. Схема расположения форсунки и свечи в многотопливном РПД фирмы Кертис-Райт:
1 — форсунка; 2 — свеча

ДВИГАТЕЛИ ДРУГИХ ФИРМ

Фирма Фихтель и Закс (ФРГ) в 1964 г. приступила к серийному производству стационарного роторнопоршневого двигателя воздушного охлаждения. Объем рабочей камеры одно-роторного двигателя модели КМ-37 (рис. 49) составляет 108 см^3 ; степень сжатия $\epsilon=8,5$; при 5500 об/мин эксцентрикового вала двигатель развивает мощность $6,6 \text{ л. с.}$ Удельный расход топлива колеблется в пределах $320\text{—}360 \text{ г/(л. с. ч.)}$.

Скоростная характеристика двигателя представлена на рис. 50.

Двигатель КМ-37 оборудован карбюратором Бинг, применяемым на легких мотоциклах. Пуск двигателя осуществляется шнуром. Масса полностью укомплектованного двигателя равна 13,8 кг, что составляет примерно 60% массы двухтактного или 45% массы четырехтактного поршневого двигателя той же мощности.

Центральный и боковые корпуса с ребрами охлаждения выполнены из легких жаростойких сплавов. Рабочую поверхность центрального корпуса покрывают слоем хрома толщиной

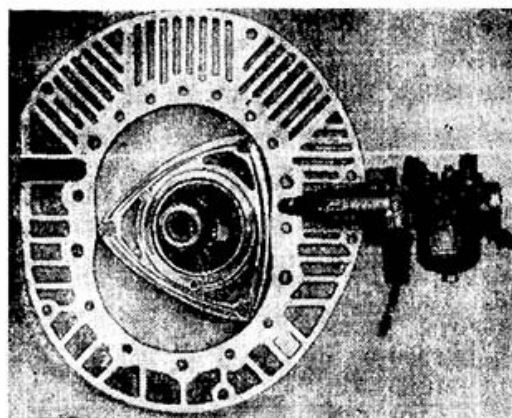


Рис. 49. Двигатель КМ-37 фирмы Фихтель и Закс

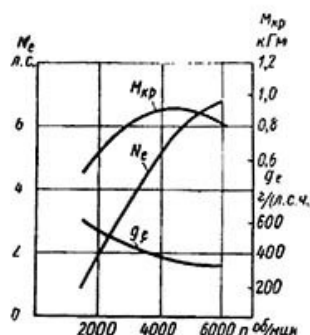


Рис. 50. Скоростная характеристика двигателя КМ-37

0,5 мм, затем шлифуют по копиру (при этом снимается слой толщиной 0,2 мм). Неровности на шлифованной поверхности не превышают 2 мкм. В первых образцах двигателя КМ-37 на рабочие поверхности боковых корпусов пламенным напылением наносится слой молибдена. В настоящее время разработан и внедрен в производство более дешевый метод напыливания специальной бронзы, что позволило снизить стоимость операции примерно в 5 раз, сохранив высокую износостойкость поверхности.

Стальной эксцентриковый вал установлен в двух подшипниках качения игольчатого типа, осевая фиксация вала производится однорядным шарикоподшипником. В ротор двигателя, отлитый из серого чугуна, запрессована стальная обойма роликоподшипника, с одной стороны обоймы нарезаны зубья шестерни внутреннего зацепления. Беговую дорожку для роликов подшипника ротора закалывают т. в. ч.

Герметизация рабочих камер осуществляется системой уплотнений, применяемой фирмой НСУ. Уплотнительные пластины выполнены из высококачественного чугуна, используемого для поршневых колец.

Корпусные детали двигателя охлаждаются с помощью осевого вентилятора несложной конструкции, отлитого из легких сплавов. Вентилятор охлаждения имеет профилированные лопасти. Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, составляет примерно 5% мощности двигателя. Наиболее высокая температура на рабочей поверхности центрального корпуса при полной нагрузке при 6000 об/мин эксцентрикового вала не превышает 200°С, что свидетельствует об эффективности системы охлаждения.

В РПД определенная сложность конструкции ротора обусловлена необходимостью его охлаждения маслом. Кроме усложнения конструкции, это влечет за собой и другие нежелательные последствия. Масло охладившее ротор, вытекает из его внутренних полостей через торцовые отверстия и под действием центробежных сил стремится проникнуть в рабочие камеры, что создает условия для закоксовывания деталей двигателя и возрастания угара масла. Кроме того, масло, находящееся во внутренней полости ротора, увеличивает его неуравновешенную массу. Использование смазочного масла для охлаждения ротора требует также установки дополнительного масляного радиатора в системе смазки двигателя.

Стремясь избавиться от указанных недостатков и упростить конструкцию двигателя, фирма применила в модели КМ-37 иную схему охлаждения ротора. Горючая смесь (рис. 51) из карбюратора поступает в канал заднего бокового корпуса, просасывается через отверстия в роторе и эксцентрике вала и через каналы в переднем боковом корпусе поступает в рабочую полость двигателя. При прохождении через ротор смесь, вследствие теплоты парообразования бензина, отнимает от него тепло и нагревается до температуры 50°С, что значительно улучшает процесс смесеобразования, но при этом несколько снижается наполнение двигателя. Для уменьшения температурных перепадов по периферии центрального корпуса холодный

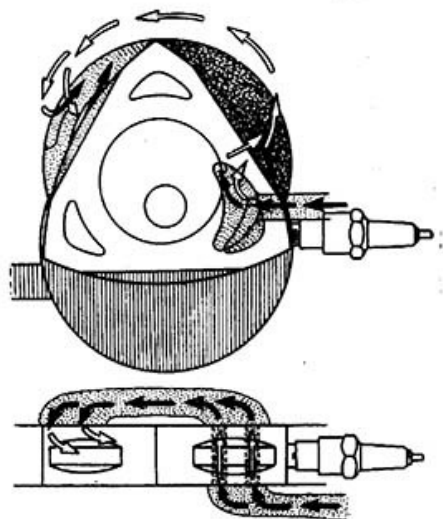


Рис. 51. Схема охлаждения ротора двигателя КМ-37

впускной патрубок двигателя расположен в наиболее горячей зоне, рядом со свечей зажигания.

Проходя через каналы в боковых корпусах, горючая смесь охлаждает и смазывает коренные подшипники. Смазка деталей системы уплотнения также осуществляется рабочей смесью с двухпроцентной (по объему) добавкой масла. Таким образом, отпадает надобность в масляном насосе, радиаторе охлаждения масла и масляном поддоне, что упрощает конструкцию, уменьшает габаритные размеры и понижает стоимость двигателя.

Из-за относительно небольшого количества масла, добавляемого в топливо, выхлопные газы через несколько секунд после пуска двигателя становятся совершенно бесцветными. Эксплуатационный расход масла незначительно отличается от расхода масла поршневых карбюраторных четырехтактных двигателей.

Испытания на надежность показали, что двигатель КМ-37 может работать без разборки и замены деталей от 1000 до 1200 ч; при непрерывной работе (24 ч в сутки) он работал без остановки шесть недель. При этом моторесурс двигателя в сильной степени зависит от скоростного режима: при 3000 об/мин эксцентрикового вала он составляет 1500 ч, а при 4500 об/мин уменьшается до 1000 ч.

Износ радиальных уплотнений происходил с интенсивностью 0,2 мкм/ч, и, таким образом, за 1000 ч работы пластины высотой 5,5 мм износились на 0,2 мм. Стандартные свечи зажигания марки Бош 190 с калильным числом 190 имеют срок службы от 150 до 250 ч.

С помощью вакуумного автомата максимальное число оборотов эксцентрикового вала ограничивается 6000 в минуту.

Общий уровень вибрации двигателя КМ-37 весьма низок, вследствие отсутствия поступательно движущихся масс и благодаря высокой точности балансировки вращающихся деталей.

На рис. 52 показаны вибрационные характеристики двигателя КМ-37 при $n=3990$ об/мин эксцентрикового вала и одноцилиндрового поршневого двухтактного двигателя той же фирмы (с рабочим объемом 200 см³) при $n=4065$ об/мин. При сравнении видно, что определяющая частота вибрации обоих двигателей практически одинакова, однако средняя амплитуда A , а также величина ускорений и инерционных нагрузок от вибрации составляют у двигателя КМ-37 лишь 15% соответствующих показателей сравниваемого поршневого двигателя.

Японская фирма Тойо-Когиро заключила лицензионное соглашение с фирмой НСУ на производство роторнопоршневых двигателей в 1962 г.

Первый созданный фирмой РПД — однороторный, водяного охлаждения, с объемом рабочей камеры 400 см³. При

6000 об/мин эксцентрикового вала двигатель развивает мощность 35 л. с.

Корпусные детали отлиты из легких сплавов под давлением, что позволяет существенно повысить прочность конструкции при одновременном снижении ее массы.

Рабочие поверхности центрального и боковых корпусов двигателя для повышения износостойкости хромированы. Ротор двигателя отлит из чугуна. Радиальные пластины уплотнения выполнены из специального графита (с плотностью 2—2,3 г/см³) с включением металлических частиц. Торцовые пластины уплотнений чугунные.

Эксцентриковый вал установлен на подшипниках скольжения. Этот двигатель послужил базой для создания двух- и четырехроторной моделей.

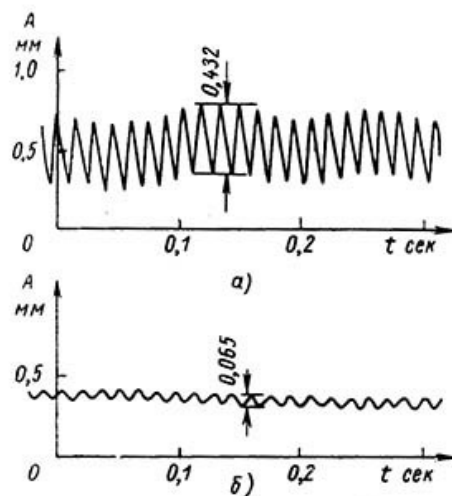


Рис. 52. Вибрационные характеристики: а — поршневой двухтактный двигатель; б — двигатель КМ-37

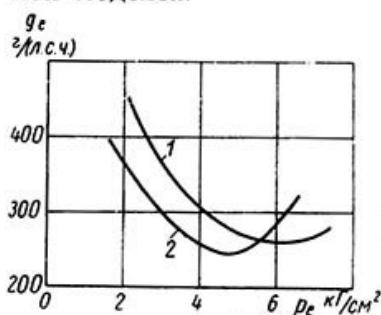


Рис. 53. Удельные расходы топлива по нагрузочной характеристике двухроторного РПД фирмы Тойо-Когио:

1 — $n=2000$ об/мин; 2 — $n=5000$ об/мин

Мощность двухроторного двигателя превышает 70 л. с. при 6000 об/мин. Двигатель установлен на трехместном спортивном автомобиле «Космо». Масса двигателя со всеми вспомогательными агрегатами (без учета массы четырехскоростной коробки передач) около 90 кг.

Двигатель сохраняет абсолютную плавность работы при 6000 об/мин. Число оборотов холостого хода 500 в минуту. Автомобиль «Космо» (сухая масса автомобиля 950 кг) легко движется на прямой передаче при 800 об/мин эксцентрикового вала двигателя (что соответствует скорости движения 20 км/ч) и при этом быстро и без рывков разгоняется. Отмечается хорошая работа двигателя при частичных нагрузках. Это достигнуто в основном благодаря системе газораспределения с впускными окнами, расположенными в боковых корпусах, которая

позволяет уменьшить перетекание остаточных газов в полости впуска.

На рис. 53 приведены кривые удельных расходов топлива при работе двигателя по нагрузочным характеристикам при $n=2000$ об/мин и при $n=5000$ об/мин. Минимальный удельный расход топлива двигателя колеблется в пределах 240—250 г/(л. с. ч.).

Межремонтный пробег двигателя в эксплуатационных условиях превышает 100 тыс. м. В условиях весьма напряженных непрерывных испытаний при 4750 об/мин эксцентрикового вала и 75% максимальной мощности двигатель сохранял работоспособность после 80 тыс. км пробега.

В настоящее время двухроторный двигатель автомобиля «Космо» значительно модернизирован. Увеличение рабочего объема каждой камеры двигателя с 400 до 490 см³ и изменение системы впуска дало возможность повысить мощность двигателя до 110 л. с. при 6000 об/мин вала.

Модернизированная модель снабжена трехсекционным карбюратором с падающим потоком. Одна секция карбюратора, общая для обеих рабочих полостей, питает двигатель на режимах малых и средних чисел оборотов (до 3000 об/мин). С увеличением числа оборотов вступают в работу две другие секции карбюратора, каждая из которых обслуживает свою рабочую полость.

Таким образом, при числах оборотов свыше 3000 в минуту питание двигателя осуществляется одновременно по каналам: общему, расположенному в промежуточном корпусе двигателя, и разделным, выполненным в центральных корпусах. Подобная схема позволила повысить коэффициент наполнения на всем диапазоне чисел оборотов, а также улучшить пусковые качества двигателя.

В модернизированном двухроторном двигателе в каждой рабочей камере установлено две свечи зажигания, что позволило повысить надежность системы на всех режимах работы и снизить минимальный удельный расход топлива примерно на 10%.

Четырехроторная модель РПД фирмы Тойо-Когно (рис. 54) мощностью 140 л. с. при 6000 об/мин эксцентрикового вала отличается чрезвычайной компактностью: общая длина двигателя составляет всего 500 мм. Агрегаты электрооборудования (генератор, стартер и т. д.) также имеют небольшие габаритные размеры, вследствие чего полностью укомплектованный двигатель занимает небольшой объем. В четырехроторной модели фирма Тойо-Когно разработала собственную конструкцию эксцентрикового вала со съемными эксцентриками. По утверждению фирмы такая конструкция эксцент-

рикового вала для многороторных РПД имеет меньшую стоимость, чем конструкция с разрезными неподвижными шестернями и составными подшипниками, предложенная фирмой Кертис-Райт.

В отличие от двухроторной модели в четырехроторном РПД как впускные, так и выпускные окна выполнены в центральных корпусах.

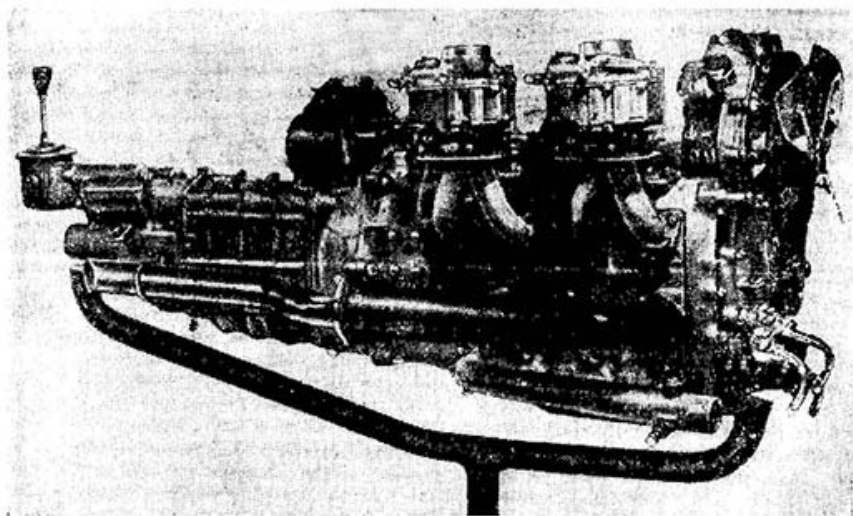


Рис. 54. Общий вид четырехроторного РПД фирмы Тойо-Когиро

Питание двигателя осуществляется двумя карбюраторами, каждый из которых обслуживает секцию из двух роторов. Карбюраторы двухкамерные, с падающим потоком.

Фирма Даймлер-Бенц (ФРГ) разрабатывает для автомобилей двух- и трехроторные РПД с объемом камеры 700 см^3 . Мощность трехроторной модели около 180 л. с. В течение ряда лет фирма работает над непосредственным впрыском бензина в РПД.

Исследования РПД для установки на спортивные и гоночные автомобили ведут фирмы Альфа-Ромео (Италия) и Порше (ФРГ). Лицензия на производство РПД приобретена Германской Демократической Республикой. Английская фирма Роллс-Ройс изучает возможность создания многотопливных РПД для различного применения.

Некоторые фирмы разрабатывают дизельный РПД Ванкеля. К их числу относятся фирмы Перкинс (Англия), Ганомат, Клокнер-Гумбольд-Дейтц, М. А. Н., Крупп (ФРГ), Янмар-Дизель (Япония).

ГЕРМЕТИЗАЦИЯ РАБОЧИХ КАМЕР

Как известно, основной проблемой при создании роторного двигателя любого типа является герметизация рабочих камер, так как именно надежность уплотнения зазоров определяет работоспособность роторного двигателя. О трудности решения этой проблемы говорит тот факт, что бесчисленное множество изобретенных роторных двигателей оказывалось неработоспособным именно из-за отсутствия эффективной системы уплотнения зазоров.

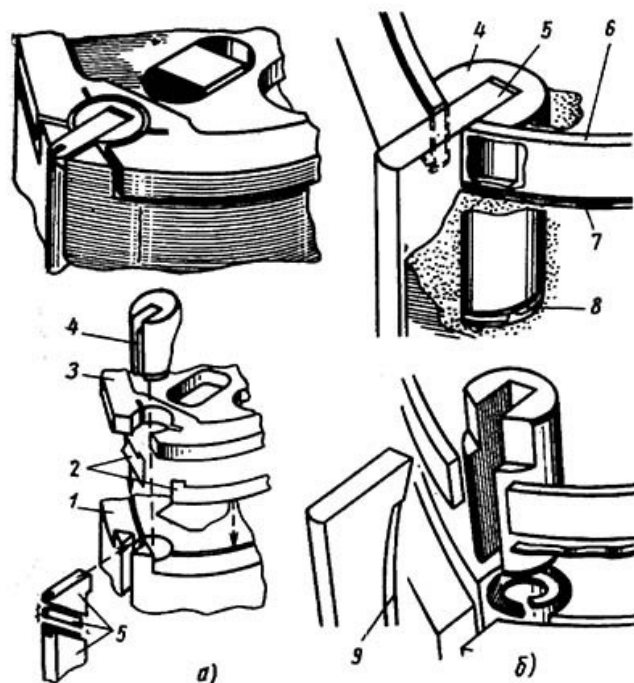


Рис. 55. Система уплотнения роторного двигателя:

а — с составной радиальной пластиной; б — с цельной радиальной пластиной; 1 — ротор; 2 — уплотнительная лента; 3 — уплотняющая плита; 4 — уплотнительный штифт; 5 — радиальная пластина; 6 — торцовая пластина; 7 — торцовый экспандер; 8 — экспандер уплотнительного штифта; 9 — радиальный экспандер

Работы по созданию простой и достаточно надежной системы уплотнения для РПД конструкции Ванкеля длились около 30 лет. В результате была разработана система, состоящая из радиальных и торцовых уплотнений и уплотнительных штифтов, обеспечивающих замкнутость этой системы и тем самым повышающих ее эффективность.

На рис. 55, а представлена одна из первых конструкций системы уплотнения. Радиальные уплотнения представляли

собой плоские составные пластины, расположенные в вершинах ротора. Под действием центробежных сил инерции центральная часть пластины прижималась к рабочей (эпитрохоидной) поверхности корпуса, а ее боковые части отжимались при этом к поверхностям боковых корпусов двигателя, уплотняя зазор по торцам радиальной пластины. Уплотнение торцовых зазоров ротора производилось с помощью массивной плиты, занимающей всю боковую его поверхность и удерживаемой тремя фиксаторами. К поверхности бокового корпуса двигателя уплотняющая плита прижималась с помощью поступающих под нее газов. Для уменьшения прорыва газов под плиту была подложена уплотняющая лента. Уплотнительный штифт имел паз, в который входила радиальная пластина, и прижимался к поверхности бокового корпуса с помощью пружины. Ввиду сложности и громоздкости, а также значительной трудности изготовления описанная конструкция распространения не получила и применялась только на биротативном двигателе ДКМ-54. На последующих моделях применялась система уплотнения, показанная на рис. 55, б.

В этой конструкции радиальная пластина выполнена цельной, а уплотнение по ее торцам достигается вследствие малого зазора между пластиной и поверхностями боковых корпусов. В связи с тем, что при прохождении радиальной пластиной участков эпитрохоидной поверхности с отрицательной кривизной центробежные силы инерции меняют свой знак и стремятся переместить пластину внутрь ротора, под нее была подложена плоская гофрированная пружина (экспандер), препятствующая отрыву пластины от эпитрохоидной поверхности. Кроме того, экспандер прижимает пластину к рабочей поверхности корпуса при малых числах оборотов (например, при пуске), когда центробежные силы еще малы по величине и не в состоянии обеспечить требуемой герметичности рабочих камер.

Массивная уплотняющая плита была заменена тремя дугowymi пластинами, вставленными с незначительным зазором в канавки на торцах ротора. Пластины прижимались к поверхностям боковых корпусов двигателя, как и в первой конструкции, газами, поступавшими под них, а также помещенными под них экспандерами. Замыкались пластины торцовых и радиальных уплотнений уплотнительными штифтами, расположенными в вершинах ротора. На штифтах, кроме паза для радиальной пластины, были выфрезерованы лыски, являющиеся продолжением канавок на торцах ротора. Концы торцовых дуговых пластин ложатся на эти лыски и подходят с небольшим зазором к боковым поверхностям радиальной пластины. Таким образом, обеспечивается замкнутость системы уплотнения.

Все детали системы уплотнения во время работы двигателя

неподвижны относительно ротора, что обусловлено кинематикой двигателя. Возможность перемещения радиальных пластин вызывается исключительно необходимостью компенсировать износ пластин, а также износ и искажения геометрической формы эпитрохоидной поверхности, допущенные в процессе изготовления или вызванные неравномерным ее нагревом при работе двигателя. Причина неподвижности торцовых пластин заключается в том, что они так же, как и уплотнительные штифты, скользят по двум плоским параллельным поверхностям.

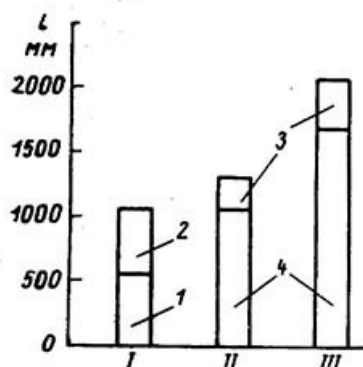


Рис. 56. Сравнение величин уплотняемых периметров двигателей:

I — поршневого; II — однороторного; III — двухроторного; 1 — поршневые кольца; 2 — клапаны; 3 — радиальные пластины; 4 — торцовые пластины

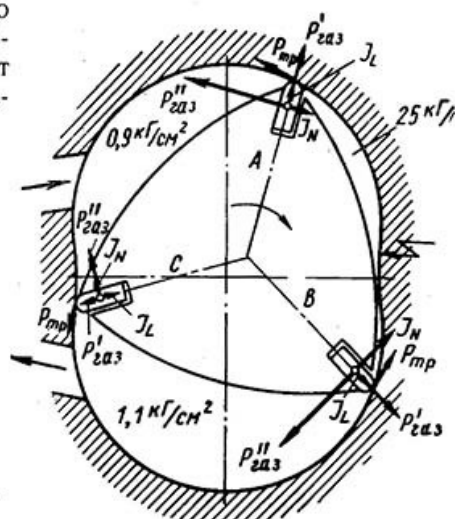


Рис. 57. Силы, действующие на радиальные пластины:

J_L — осевая составляющая сил инерции
 J_N — нормальная составляющая сил инерции
 $P'_{газ}$ — осевая составляющая газовых сил
 $P''_{газ}$ — нормальная составляющая газовых сил
 $P_{тр}$ — сила трения

Неподвижность деталей уплотнения дает следующие преимущества: отсутствуют износы от перемещения; износ рабочих поверхностей деталей уплотнения не вызывает нарушения герметичности рабочей полости; экспандеры системы работают в статических условиях, что предотвращает их вибрацию и усталость, повышая тем самым надежность и срок службы системы.

Представляет интерес сравнение величины уплотняемых периметров поршневого двигателя и РПД. Приведенная на рис. 56 диаграмма показывает, что в этом отношении РПД несколько уступает поршневым двигателям: уплотняемый периметр I однороторного РПД с объемом рабочей камеры 500 см³ в 1,25 раза больше, чем у поршневого двигателя с

двумя цилиндрами объемом 500 см^3 каждый и отношением $S/D=1$ (с учетом уплотняемого периметра клапанов). Следует, однако, отметить, что большая часть (около 80%) уплотняемого периметра РПД приходится на долю торцовых уплотнений, надежность которых достаточно высока.

Из этой же диаграммы видно, что при равных рабочих объемах величина уплотняемого периметра у однороторного РПД примерно в 1,5 раза меньше, чем у двухроторного.

Представление о силах, действующих при работе двигателя на радиальные уплотнительные пластины, дает схема, изображенная на рис. 57. Эти силы показаны в виде составляющих, действующих по оси пластины и по нормали к ней. При вращении ротора величина и направление сил непрерывно изменяются.

По оси радиальной пластины действуют силы J_L и $P'_{газ}$, представляющие собой осевые составляющие инерционных и газовых сил. В положениях *A* и *B* эти силы действуют в одном направлении и прижимают радиальную пластину к эпитрохоидной поверхности.

Значения этих сил при 2000 об/мин ротора (6000 об/мин эксцентрикового вала) и массе пластины 15 г для двигателя с рабочим объемом камеры 750 см^3 :

1) в положении *A*: $J_L=16 \text{ кг}$, $P'_{газ}=56 \text{ кг}$ (считая, что давление газов под радиальной пластиной составляет 70% давления в рабочей камере);

2) в положении *B*: $J_L=7,3 \text{ кг}$, $P'_{газ}=56 \text{ кг}$.

Таким образом, в этих положениях радиальная пластина прижимается к эпитрохоидной поверхности достаточно большим усилием (особенно, если принять во внимание линейный характер их контакта) и обеспечивает надежную герметизацию рабочих камер.

В положении *C* направление действия осевых составляющих различно: сила $P'_{газ}$ по-прежнему направлена от центра ротора, а вектор составляющей J_L повернут на 180° и направлен внутрь ротора. Если учесть, что в положении *C* при 2000 об/мин ротора величины сил, прижимающих ($P'_{газ}$) радиальную пластину к эпитрохоидной поверхности и отжимающих (J_L) от нее, практически равны ($J_L=2,44 \text{ кг}$; $P'_{газ}=2,46 \text{ кг}$), то для обеспечения требуемой герметичности рабочих камер необходима установка экспандера.

Так как усилие, развиваемое экспандером, постоянно по величине и направлению (последнее всегда совпадает с вектором составляющей $P'_{газ}$) оно не показано на схеме.

Наибольшую величину имеет нормальная составляющая газовых сил $P'_{газ}$. При площади боковой поверхности радиальной пластины 12 см^2 и среднем давлении газов 25 кг/см^2 , $P'_{газ} = 300 \text{ кг}$ (мгновенные значения доходят до 500 кг). В положении *A* радиальная пластина прижата этой силой к задней (по вращению) стенке паза, в то время как в положении *B* давление газов прижимает ее уже к передней стенке паза.

По нормали к оси радиальной пластины направлена и составляющая силы инерции J_N . В положениях *A* и *B* она направлена противоположно составляющей $P'_{газ}$, незначительно (при 2000 об/мин ротора максимальное значение $J_N = 9,5 \text{ кг}$) уменьшая ее действие на радиальную пластину. В положении *C* составляющие J_N и $P'_{газ}$ направлены в одну сторону, но вследствие

вие небольших значений этих величин при данном угле поворота ротора давление, оказываемое ими на радиальную пластину, также невелико.

Сила трения $P_{тр}$ направлена по касательной к эпитрохоиде в точке касания радиальной пластины против вращения ротора и постоянно изменяется по величине в зависимости от изменения сил инерции, сил газов, условий смазки и ряда других факторов.

Во время работы двигателя под действием сил газов и сил трения радиальная пластина «перекладывается» и перекашивается в канавке ротора разбивая ее, что в конечном счете приводит к ухудшению герметичности рабочей полости. Устранить это явление можно различными способами. Один из способов заключается в уменьшении опрокидывающего момента, создаваемого

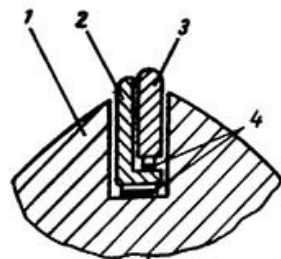


Рис. 58. Конструкция, уменьшающая величину опрокидывающего момента, действующего на радиальную пластину:

1 — ротор; 2 — L-образная пластина; 3 — радиальная пластина; 4 — экспандеры

газовыми силами и силами трения, действующими на выступающую из ротора часть пластины. Так как опрокидывающий момент действует относительно задней по вращению кромки паза в вершине ротора, фирма НСУ предлагает располагать паз не по оси симметрии ротора, как обычно, а под углом к ней, наклонив паз вперед по вращению ротора таким образом, чтобы его задняя стенка оказалась длиннее, чем передняя. При этом линия контакта с радиальной пластиной (т. е. задняя кромка паза) перемещается ближе к ее вершине, уменьшая длину плеча, а следовательно, и величину опрокидывающего момента. Уменьшить величину опрокидывающего момента действующего на радиальную пластину, можно и другим способом (рис. 58). Дополнительная L-образная пластина 2, выступая за пределы паза, как бы увеличивает длину его стенки, приближая линию контакта к вершине радиальной пластины 3. При вращении ротора выступ L-образной пластины упирается в боковую стенку паза, не заклинивая радиальную пластину. Оба

указанных способа дадут положительный эффект только в том случае, если суммарный опрокидывающий момент от сил газов и трения всегда направлен в одну сторону, так как плечо опрокидывающего момента уменьшено с одной стороны, но увеличено с другой.

Второй способ заключается в устранении непосредственного контакта радиальной пластины с эпитрохоидной поверхностью путем введения дополнительной промежуточной детали — скользящего башмака. Примеры различного выполнения скользящего башмака и радиальной пластины показаны на рис. 59. Скользящий башмак 3 может быть выполнен либо в виде фасонной пружинящей пластины 2 и закрепляться в пазах ротора 1 без дополнительных деталей (рис. 59, а—в), либо в виде плоской пластины и крепиться к ротору с помощью винтов 4 (рис. 59, г). В последнем случае винты должны обеспечивать пластине необходимую свободу перемещения. При этом башмак может быть как цельным, так и составным. На рис. 59, д представлена конструкция составного башмака, причем его рабочая часть контактирует с эпитрохоидной поверхностью по двум линейным поверхностям. О недостатках такого контакта будет сказано ниже.

Рассмотренный способ устранения перекоса радиальных пластин сопровождается усложнением конструкции, что, естественно, нежелательно, поэтому следует признать целесообразным уменьшение перекоса путем увеличения высоты пластины. Для того чтобы при этом не увеличивалась масса пластины, а следовательно, и центробежная сила инерции, развиваемая ею, пластину можно выполнять полый.

В связи с рассмотренным следует отметить, что необходимый для лучшего уплотнения рабочего пространства минимально допустимый зазор между радиальной пластиной и стенками паза в роторе особенно желателен еще и потому, что он уменьшает величину бокового перемещения радиальной пластины в пазу, а также ее перекося.

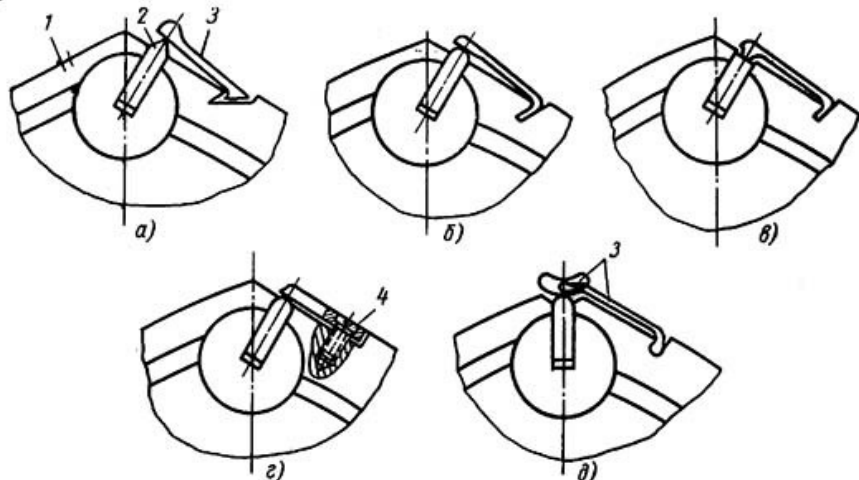


Рис. 59. Конструкции, устраняющие непосредственный контакт радиальной пластины с эпитрохоидной поверхностью

Принимая во внимание, что центробежная сила инерции радиальной пластины составляет заметную величину, а также учитывая линейный характер контакта радиальной пластины и рабочей поверхности, нельзя не признать достойными внимания меры, направленные на уменьшение величины этой силы, действующей на эпитрохоидную поверхность.

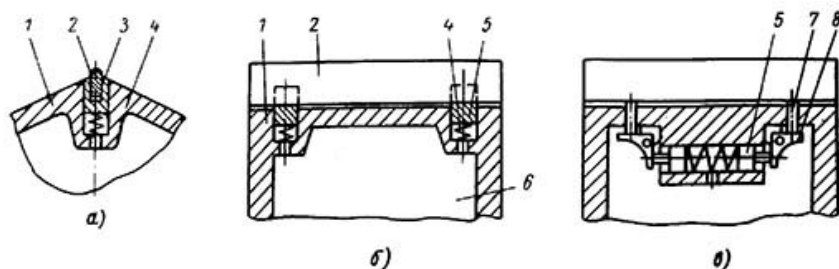


Рис. 60. Радиальные пластины с масляными демпферами:

1 — ротор; 2 — радиальная пластина; 3 — поршень; 4 — пружина; 5 — поршень демпфера; 6 — внутренняя полость ротора, заполненная охлаждающим маслом; 7 — шток; 8 — рычаг

Оригинальная конструкция радиальной пластины представлена на рис. 60, а. Принцип действия этой конструкции состоит в следующем: при малом давлении газов в рабочей камере пружина 4 через поршень 3 действует на пластину 2, прижимая ее к эпитрохоидной поверхности. Таким образом, на последнюю действуют центробежные силы инерции как пластины,

так и поршня. При увеличении давления газа перемещают поршень внутри ротора, сжимая пружину, и тем самым лишают его возможности воздействовать на пластину, а через нее на эпитрохондную поверхность. Поэтому на рабочую поверхность корпуса будет действовать только центробежная сила инерции пластины, высота которой (а следовательно, и масса) может быть значительно уменьшена за счет применения поршня.

Для уменьшения центробежных сил инерции радиальных пластин, действующих на рабочую поверхность, предлагались многочисленные конструкции, использующие принцип центробежного регулятора: специальные грузики, перемещаясь под действием центробежной силы, через систему рычагов действуют на радиальную пластину, уменьшая тем самым величину ее центробежной силы, действующую на эпитрохондную поверхность. Однако подобные конструкции достаточно сложны и громоздки и, кроме того, размещаясь в вершине ротора, затрудняют охлаждение радиальных пластин.

Как уже отмечалось, во время испытаний роторпоршневых двигателей на эпитрохондной поверхности появлялись поперечные бороздки, увеличение которых сначала снижало мощность двигателя, а затем приводило в негодность его корпус. Появление бороздок объясняется вибрацией радиальных пластин, причина происхождения которой еще недостаточно ясна, хотя существует мнение, что бороздки появляются вследствие местных термических деформаций эпитрохондной поверхности и периодически появляющихся отрицательных ускорений (см. рис. 57).

В качестве одного из средств борьбы с этим явлением были предложены конструкции радиальных пластин с масляными демпферами, использующими охлаждающее масло, находящееся в роторе (рис. 60, а—в).

Уменьшить вероятность появления бороздок можно также различным положением радиальных пластин относительно осей симметрии ротора. Так например, если одна пластина расположена в плоскости оси симметрии, то вторая наклонена в направлении вращения ротора, а третья — против вращения. При этом желательно, чтобы массы отдельных пластин, а также упругость их экспандеров были неодинаковы. По мнению фирмы Даймлер-Бенц, запатентовавшей эту идею, подобные мероприятия обеспечат различные частоту и момент возникновения колебания отдельных пластин и позволят, возможно, избежать или хотя бы уменьшить износ эпитрохондной поверхности.

При нагреве центрального корпуса 1, зажатого с помощью проходящих через него шпилек 3 между боковыми корпусами 2 двигателя (рис. 61, а) образующая эпитрохондной поверхности может потерять свою прямолинейность — произойдет или выпучивание или прогиб, что приведет к ухудшению герметичности рабочих камер. При этом в случае прогиба из-за точечного контакта радиальной пластины с эпитрохондной поверхностью возможно качание пластины относительно этой точки что вызовет дополнительный износ рабочей поверхности корпуса.

Поэтому фирма НСУ предлагает изготавливать эпитрохондную поверхность выпуклой с тем, чтобы при нагреве ее образующая становилась прямой. Желательно, однако, сохранить некоторую выпуклость рабочей поверхности для того, чтобы радиальная пластина контактировала с ней по крайним точкам и не могла качаться. Небольшая утечка газов в центре выпуклости может быть ликвидирована применением выпуклой пластины, причем радиус кривизны пластины должен быть больше радиуса кривизны эпитрохондной поверхности во избежание точечного контакта в центре.

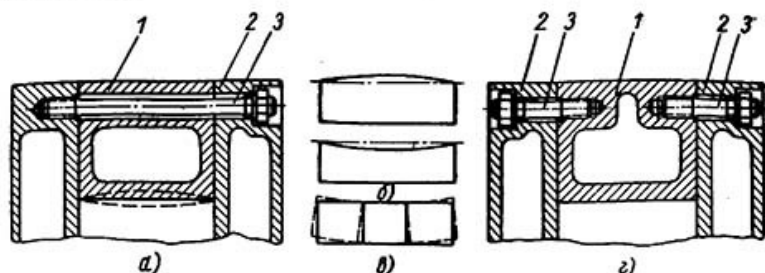


Рис. 61. Деформация эпитрохондной поверхности и способы ее компенсации

Так как обработка эпитрохондной поверхности с непрямолинейной образующей представляет значительные трудности, фирма предлагает выполнять радиальные пластины с выпуклой или вогнутой рабочей поверхностью (рис. 61, б). Неизбежное при этом нарушение герметичности рабочих камер в зоне неискаженных участков эпитрохондной поверхности фирма считает допустимым, так как в этих местах перепады давлений в соседних камерах невелики, и, следовательно, невелико и перетекание газов.

Фирма Даймлер-Бенц предлагает решить эту проблему с помощью радиальной пластины, состоящей из нескольких частей (рис. 61, в). Отдельные части этой пластины, имея возможность перемещаться и наклоняться независимо друг от друга, смогут обеспечить необходимое уплотнение рабочих камер как на искаженных, так и на неискаженных участках эпитрохондной поверхности. Для того чтобы предотвратить утечку газов через зазоры между составляющими частями пластины, рекомендуется устанавливать в радиальный паз ротора две пластины, разрезанные таким образом, чтобы зазоры чередовались в шахматном порядке.

Значительно уменьшить или даже полностью устранить искажение образующей эпитрохондной поверхности можно путем соответствующего способа соединения центрального и бокового корпусов двигателя (рис. 61, г). При таком способе не центральный корпус зажимается между боковыми, а, наоборот, боковые корпуса крепятся к центральному независимо друг от друга, что дает последнему возможность свободно расширяться и таким образом уменьшает вероятность искажения эпитрохондной поверхности.

Представленная на рис. 62 конструкция радиальной пластины предназначена для устранения неполного контакта пластины с эпитрохондной поверхностью корпуса. Пластина разрезана на две части по дуге, что дает возможность верхней ее части перемещаться относительно нижней и сохранять линейный контакт с рабочей поверхностью по всей длине пластины.

Неравномерный нагрев корпуса двигателя (перепад температур между холодной и горячей зонами составляет $150-250^{\circ}\text{C}$), обусловленный особенностями протекания термодинамического цикла в РПД, сопровождается, кроме отмеченных выше искажений образующей эпитрохоидной поверхности, термическими деформациями, искажающими форму эпитрохоидного контура и существенно ухудшающими эффективность системы уплотнения зазоров. Поэтому наряду с совершенствованием системы уплотнений, большое внимание уделяется устранению вредных последствий этой особенности РПД.

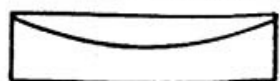


Рис. 62. Самоустанавливающаяся радиальная пластина

Уменьшить неравномерный нагрев корпуса можно путем изготовления его из материалов с высокой теплопроводностью или соответствующей схемой циркуляции охлаждающей жидкости. Однако эти способы лишь уменьшают искажения рабочей поверхности, но не устраняют их, поэтому фирма НСУ предложила обрабатывать контур рабочей полости не по эпитрохоиде (эквидистанте эпитрохоиды), а по кривой, скорректированной в

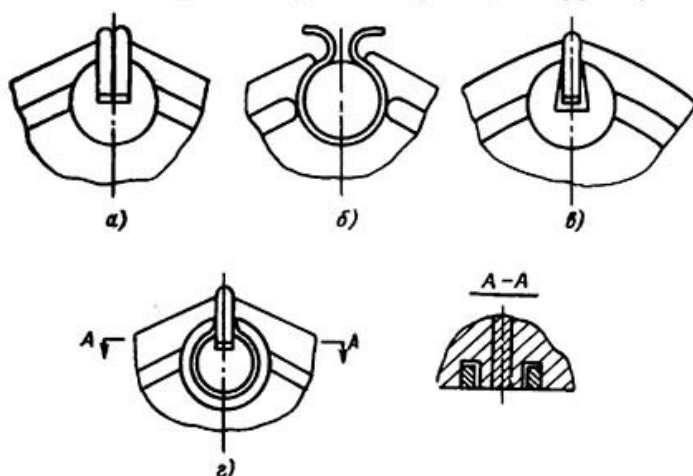


Рис. 63. Улучшение уплотнения радиального зазора

соответствии с термическими деформациями. Изготовленная таким образом рабочая поверхность приобретает при работе двигателя форму правильной эпитрохоиды, устраняя нежелательное перемещение радиальных пластин и способствуя надежному уплотнению рабочих камер.

Попытки улучшить уплотнение радиального зазора привела к созданию конструкций, представленных на рис. 63, а, б. На рис. 63, а изображена конструкция с двумя радиальными пла-

стинами, посаженными в одну канавку и обеспечивающими уплотнение не по одной, как обычно, а по двум линейным поверхностям. Однако такая, казалось бы рациональная конструкция обладает существенным недостатком. Данную эпитрохиду (или ее эквидистанту) может образовать только одна определенная точка (в ротопоршневом двигателе — точка контакта радиальной пластины с эпитрохой), любая другая точка образует другую эпитрохиду, смещенную относительно первой. Поэтому для того, чтобы две точки могли скользить по одной и той же эпитрохиде, необходимо смещение хотя бы одной из них при движении со своего номинального положения. Это приведет к тому, что при вращении ротора пластины (или одна из пластин) будут перемещаться относительно друг друга (для двигателя с рабочим объемом камеры 750 см^3 и толщиной пластины 4 мм максимальная величина перемещения составляет около 1 мм), что нежелательно, так как при этом теряются отмеченные выше преимущества, связанные с неподвижностью деталей системы уплотнения относительно ротора. Данная конструкция к тому же имеет увеличенную массу. Поэтому она не может считаться оптимальной.

Оригинальная конструкция радиального уплотнения изображена на рис. 63, б. Радиальная пластина заменена омегаобразной пружинящей гильзой, выполненной из листового термостойкого материала. Концы гильзы прижимаются к эпитрохидной поверхности, обеспечивая контакт по двум линейным поверхностям. Внутри гильзы расположены полые уплотнительные штифты, прижимаемые пружинами к поверхностям боковых корпусов. К преимуществам этой конструкции следует отнести удвоенное количество контактирующих поверхностей и уменьшение давления на эпитрохидную поверхность. Ее недостатком является перемещение омегаобразной гильзы при вращении ротора (по той же причине, что и в конструкции с двумя пластинами) и наличие линейного контакта между концами торцовых уплотнений и омегаобразной гильзой, увеличивающего вероятность прорыва газов.

Для уплотнения зазора между радиальной пластиной и стенкой паза уплотнительного штифта предложена конструкция штифта с коническим пазом (рис. 63, в). Внешняя кромка конического паза вследствие давления газов прижимается к радиальной пластине, обеспечивая линейный контакт и тем самым уменьшая вероятность перетекания газов. Ту же цель преследует конструкция, изображенная на рис. 63, г. В этой конструкции уплотнительного штифта нет, его роль играет разрезное кольцо, посаженное в кольцевую канавку в вершине ротора. Под действием газов кольцо примыкает своей кромкой к боковой поверхности радиальной пластины, препятствуя прорыву газов. Для повышения надежности можно применить два разрезных кольца, расположенных последовательно друг за другом.

На первых ротопоршневых двигателях, развивавших максимальную мощность при числе оборотов порядка 10 000 в минуту, применялись цельные радиальные пластины, зазор по торцам которых представлял собой достаточно большое гидравлическое сопротивление, и поэтому утечка газов через них находилась в допустимых пределах. Однако по мере того, как снижалось число оборотов, соответствующее максимальной мощности, и РПД стал превращаться в двигатель, пригодный

для промышленного использования, такая конструкция уже могла удовлетворять предъявляемым к ней требованиям.

Поэтому американская фирма Кертис-Райт предложила радиальную пластину, изображенную на рис. 64, а. Эта пластина состоит из двух частей: внутренней и наружной. Расположенный между ними экспандер прижимает внутреннюю часть пластины ко дну канавки в роторе, а наружную часть — к эпитрохондной поверхности корпуса. Внутренняя часть сидит в канавке более плотно, чем наружная, так как нет необходимости в ее подвижности.

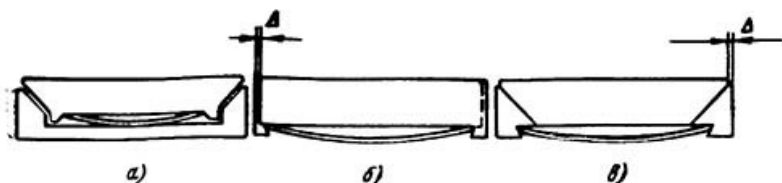


Рис. 64. Составные радиальные пластины

Вследствие того, что условия работы этой части пластины легче, чем наружной, она может быть изготовлена из более дешевых материалов, но с меньшим коэффициентом линейного расширения, в результате чего зазоры по ее торцам могут быть сведены до минимума. Наружная часть пластины имеет более свободную посадку и уплотняет радиальный зазор между ротором и рабочей поверхностью корпуса. Для уменьшения утечек газа зазор между внутренней и наружной частями пластины должен быть минимальным. Так как внутренняя часть радиальной пластины неподвижна, торцовые пластины примыкают непосредственно к ней без опасности ее заклинивания или перекашивания. Уплотнительный штифт отсутствует.

Радиальная пластина такой конструкции герметизирует рабочую камеру лучше, чем одноэлементная пластина, которая должна одновременно уплотнять и торцовые, и радиальный зазоры. Следует, однако, отметить, что такая конструкция не может обеспечить полной герметичности камеры, так как по торцам и внутренней и наружной ее частей обязательно наличие теплового зазора.

Этот недостаток отсутствует у конструкции, представленной на рис. 64, б. Конструкция состоит из двух одинаковых пластин, распираемых одним экспандером, который прижимает их к эпитрохондной поверхности корпуса и одновременно — к поверхностям боковых корпусов, уплотняя таким образом и радиальный, и торцовые зазоры. Достоинством этой конструкции является уплотнение торцового зазора по всей высоте пластины, однако уплотнение радиального зазора по всей длине пластины такая конструкция не обеспечивает, так как при вращении ротора линия касания пластины с эпитрохондной поверхностью корпуса всегда проходит через один из зазоров, в результате чего непрерывность ее нарушается. Таким образом, при работе двигателя на свободном торце каждой из двух частей радиальной пластины попеременно будут появляться зазоры, ухудшающие герметичность рабочих камер.

Кроме того, минимальная толщина пластины ограничена из-за возможности коробления под действием высокой температуры. Это обстоятельство с одной стороны, затрудняет изготовление пластин из легких, но хрупких материалов, а с другой — приведет (в случае изготовления пластин из металла) к нежелательному увеличению массы конструкции, состоящей из двух пластин.

На рис. 64, в изображена так называемая разрезная радиальная пластина, состоящая из трех частей — средней, уплот-

няющей радиальный зазор между вершиной ротора и эпитрохонидной поверхностью, и двух уголков, уплотняющих зазоры по торцам пластины. Экспандер воздействует непосредственно на уголки, а через них — на среднюю часть пластины.

Эффективность конструкции уплотнения определяется ее способностью надежно герметизировать рабочую камеру при малых числах оборотов, при которых наиболее ощутимы утечки газов, в то время как именно в этом случае необходимо достижение возможно большего давления конца сжатия p_c для обеспечения легкого и надежного пуска двигателя. Результаты эксперимента, проведенного фирмой Кертис-Райт (рис. 63, а), наглядно показывают преимущество разрезной пластины перед цельной: в области малых чисел оборотов она обеспечивает значительно более высокие значения p_c (при 125 об/мин эксцентрикового вала разрезная пластина обеспечивает давление конца сжатия в 1,75 раза больше, чем обычная цельная). В области высоких чисел оборотов величина p_c , как и следовало ожидать, очень мало зависит от конструкции радиальной пластины: начиная с 1000 об/мин, разрезная и цельная пластины обеспечивают практически одинаковое давление конца сжатия.

Фирма НСУ также провела ряд исследований с разрезными и цельными радиальными пластинами. На рис. 65, б и в показаны зависимости среднего эффективного давления p_e от конструкции радиальной пластины и от величины зазора Δ по торцу средней части разрезной пластины.

Значительно меньше внимания уделяется торцовым уплотнениям: примененные на первом РПД дуговые пластины, посаженные с незначительным зазором в канавки на торцах ротора, оказались настолько удачными, что применяются до сих пор на всех выпускаемых РПД.

В связи с тем, что изготовление дуговых канавок в роторе и особенно дуговых пластин сопряжено с известными трудностями, было предложено заменить их прямолинейными. При этом значительно облегчается изготовление пластин, представляющих собой плоские шлифованные пластины, которые трудно обработать с высокой степенью точности; что очень важно для достижения высокой уплотняющей способности пластин. Большой интерес представляет также изготовление «глухих» канавок (т. е. канавок, не имеющих выхода на поверхность боковых граней ротора), обеспечивающих лучшую герметичность рабочей камеры. При прямых канавках осуществить эту операцию значительно легче.

На рис. 66 представлены различные варианты торцовых уплотнений, состоящих из нескольких прямолинейных пластин. На рис. 66, а изображена комбинация из двух пластин, но так как она занимает много места на торцовой поверхности ротора и требует увеличения размеров последнего, ее можно заменить системой, состоящей из трех прямолинейных пластин (рис. 66, б).

Для того чтобы уменьшить вероятность прорыва газов через места стыка пластин, была предложена конструкция, в которой пластины контактировали не друг с другом, а с промежуточным цилиндрическим штифтом, повышающим надежность стыка, а следовательно, и эффективность системы в целом (рис. 66, в).

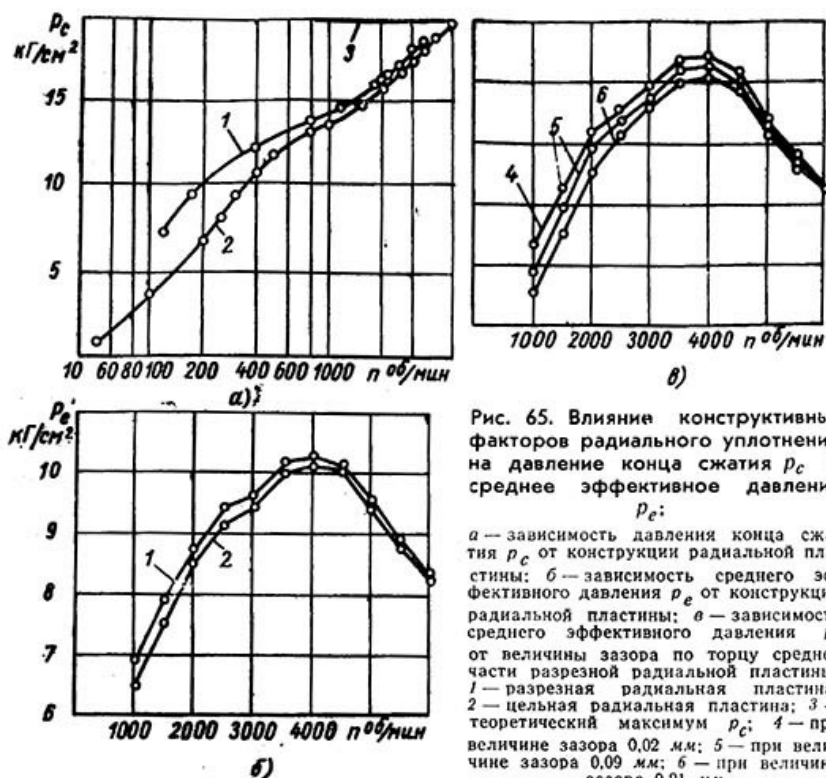


Рис. 65. Влияние конструктивных факторов радиального уплотнения на давление конца сжатия p_c и среднее эффективное давление p_e :

а — зависимость давления конца сжатия p_c от конструкции радиальной пластины; б — зависимость среднего эффективного давления p_e от конструкции радиальной пластины; в — зависимость среднего эффективного давления p_e от величины зазора по торцу средней части разрезной радиальной пластины: 1 — разрезная радиальная пластина; 2 — цельная радиальная пластина; 3 — теоретический максимум p_c ; 4 — при величине зазора 0,02 мм; 5 — при величине зазора 0,09 мм; 6 — при величине зазора 0,21 мм

Недостатком системы уплотнения с прямолинейными пластинами является, как уже указывалось, необходимость большей площади для ее размещения (по сравнению с системой с дугowymi пластинами). Разместить на ограниченной торцевой поверхности ротора два ряда прямолинейных уплотнительных пластин удастся не всегда. По этим причинам описанные конструкции практического применения не нашли, и на современных серийных РПД зазоры по торцам ротора уплотняют с помощью дугowych пластин, расположенных одним или двумя рядами параллельно граням ротора и обеспечивающих необходимую герметичность рабочих камер.

Представленные на рис. 67 кривые, характеризующие относительные и абсолютные величины утечек газов через однорядные (сплошные линии) и двухрядные (штриховые линии)

торцовые уплотнения, показывают, что эффективность последних примерно на 30% выше, чем однорядных. При этом объем прорывающихся газов колеблется в зависимости от числа обо-

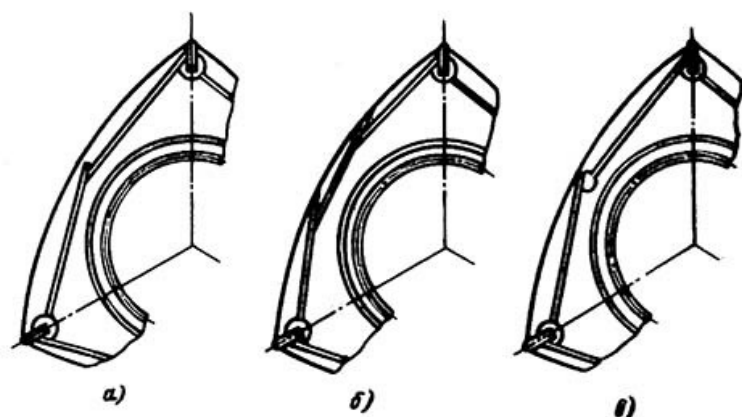


Рис. 66. Конструкции роторов с прямолинейными торцовыми пластинами

ротов от 5 до 1,5% объема рабочей камеры двигателя при однорядном расположении торцовых уплотнительных пластин и от 4 до 1% — при двухрядном их расположении.

Исследования показали, что прорывающиеся газы играют важную роль в смазке деталей уплотнения, так как оказалось,

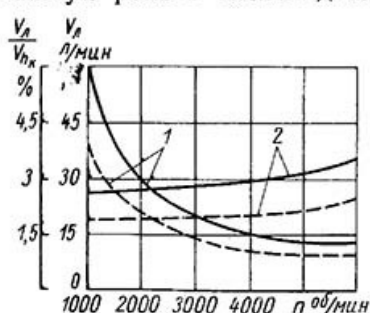


Рис. 67. Зависимости, характеризующие величины утечки газов через торцовые уплотнения:

1 — относительные; 2 — абсолютные

что эти газы являются рабочей смесью. Предполагают, что прорыв газов происходит во время такта сжатия в момент равновесия газовых и центробежных сил, действующих на торцовые пластины, когда они как бы



Рис. 68. Профили торцовых пластин

«плавают» в канавке. Содержащееся в прорывающихся через зазоры газах масло смазывает поверхности боковых корпусов и деталей уплотнения.

На рис. 68 показаны различные профили торцовых пластин. Пластина 1 применяется на всех РПД. В 1961 г. были

запатентованы пластины 2 и 3. Пластины 2 и 3, хотя и затрудняют доступ газов к экспандерам и уменьшают вероятность их прорыва по торцу ротора, не нашли практического применения как из-за значительной трудности их изготовления, так и из-за сложности обработки ступенчатых канавок в роторе. Следует отметить, при этом, что в случае точной посадки торцевой пластины в канавку и правильно выбранного усилия, развиваемого экспандером, самая простая конструкция торцевой пластины в состоянии обеспечить требуемую герметичность рабочей камеры.

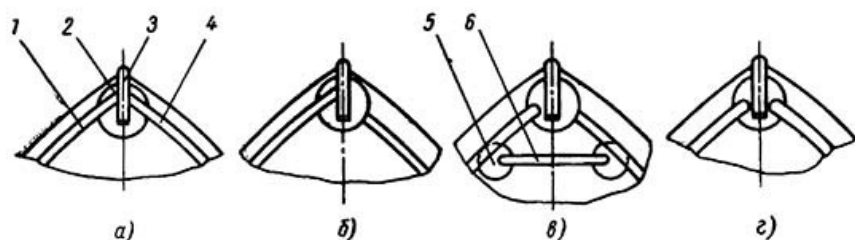


Рис. 69. Схемы замыкания радиальных и торцевых уплотнений

На рис. 69 показано развитие схемы замыкания радиального и торцевого уплотнений, во многом определяющей герметичность рабочих камер. Необходимость изменения схемы, применяемой на первых двигателях (рис. 69, а), объяснялась тем, что при вращении ротора 1 торцевая пластина 4 под действием сил трения сдвигалась в канавке назад и нередко перекашивала и заклинивала в пазу радиальную пластину 3, что приводило к ухудшению ее уплотняющей способности. Поэтому в новой конструкции (рис. 69, б) задний (по вращению) конец торцевой пластины примыкает не к боковой поверхности радиальной пластины, а к цилиндрической поверхности уплотнительного штифта 2. При этом исчезает опасность заклинивания радиальной пластины, а уплотнение зазора между штифтом и концом торцевой пластины достигается за счет тщательной подгонки контактирующих поверхностей.

Однако ввиду неравномерного вращения ротора конец торцевой пластины периодически отходит от штифта, открывая путь газам и ухудшая герметичность камеры (о перемещениях торцевой пластины свидетельствуют следы наклепа, наблюдавшиеся на ее конце). Для того чтобы преградить путь прорвавшимся газам, было предложено ввести еще одну уплотнительную пластину 5 на торце ротора, расположенную под уплотнительным штифтом (рис. 69, в). Для повышения герметичности в местах стыка этой пластины с дугowymi торцевыми

пластинами помещены дополнительные уплотнительные штифты 6, прижимаемые к поверхностям боковых корпусов давлением поступающих под них газов. Так как такой способ герметизации приводит к существенному усложнению конструкции, более целесообразной явилась бы конструкция, представленная на рис. 69, г и сочетающая в себе достоинства обеих рассмотренных схем. В этой конструкции концы торцевой пластины лежат в пазах, выфрезерованных в уплотнительных штифтах и являющихся продолжением канавок на торцах ротора, но не доходящих до радиальной пластины. Таким образом, отсутствует непосредственный контакт между торцевыми и радиальными пластинами и исчезает возможность перекашивания и заклинивания радиальных пластин торцевыми. Образующийся при этом лабиринт улучшает уплотнение стыка штифт — торцевая пластина.

Для нормальной работы системы уплотнения ее детали необходимо смазывать, что осуществляется несколькими способами:

- 1) добавлением масла в топливо в пропорции от 1:40 до 1:200;
- 2) периодическим подводом масла из эксцентрикового вала по отверстиям в роторе;
- 3) впрыскиванием масла непосредственно в рабочую полость двигателя с помощью специального лубрикатора.

Первый способ применяется на РПД малой мощности для упрощения конструкции двигателя, второй не нашел пока практического применения, возможно, из-за повышенной опасности закоксовывания деталей уплотнения и некоторого усложнения конструкции ротора. Третий способ применен на РПД модели ККМ-502.

Как известно, ротор двигателя охлаждается маслом, которое подводится к нему по полому валу. Охладив ротор, масло вытекает из него и под действием центробежных сил проникает в рабочие камеры, где, сгорая, закоксовывает детали системы уплотнения и свечу, а также откладывается на поверхности ротора. Это приводит к тем же последствиям, что и в поршневом двигателе (снижению мощности, повышенному расходу масла и т. д.), поэтому масляному уплотнению уделяется большое внимание.

Следует отметить, что работа масляного уплотнения в роторно-поршневом двигателе имеет специфические особенности, делающие задачу уплотнения более сложной, чем в поршневом двигателе. Так, если в поршневом двигателе масло, снятое со стенки цилиндра масляным кольцом, может стекать внутрь поршня через отверстия в кольце, то в роторном двигателе такой возможности нет. Поэтому такой простой способ повышения эффективности уплотнения, как установка двух масло-

съемных колец, практикуемый в поршневых двигателях, не может быть применен в роторпоршневом двигателе из-за трудности отвода масла от внешнего масляного уплотнения.

Наиболее простая конструкция масляного уплотнения изображена на рис. 70, а и представляет собой цельное кольцо 2, посаженное в канавку на торцевой части ротора 1 соосно с ним и отжимаемое подложенным под него кольцевым экспандером 3. Можно обойтись без экспандера, применив упругое кольцо.

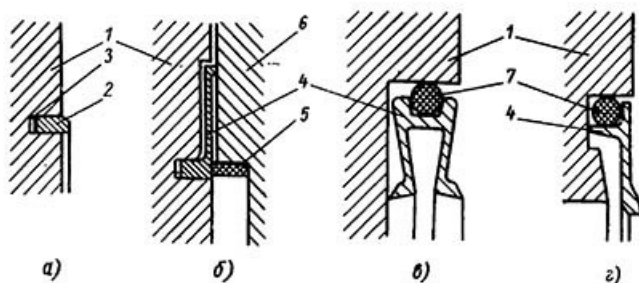


Рис. 70. Схемы масляных уплотнений

На рис. 70, б представлена конструкция, предложенная фирмой Даймлер-Бенц. В этом случае масляное уплотнение состоит из упругого металлического кольца 4, посаженного в ротор 1, и кольца 5 из синтетического материала, расположенного в корпусе 6. Рабочая поверхность металлического кольца 4 скользит по поверхности торцевой крышки, а кольцо 5 из синтетического материала — по поверхности металлического кольца. Таким образом, уплотнение осуществляется по двум поверхностям, надежно преграждая доступ масла в рабочую камеру. Недостатком такой конструкции является трудность отвода масла, попавшего в полость между рабочей поверхностью металлического кольца и кольца из синтетического материала.

На рис. 70, в показана конструкция масляного уплотнения, состоящая из упругого металлического кольца 4 и эластичного шнура 7, изготовленного из резины или синтетического материала. Посадка кольца в канавку производится с зазором, обеспечивающим его проворачивание при работе двигателя, что способствует равномерному износу кольца. В двигателе ККМ-502 подобное кольцо, однако, застопорено, видимо, из-за опасности истирания и разрыва эластичного шнура.

Удачная конструкция масляного уплотнения представлена на рис. 70, г. Уплотнение также состоит из упругого металлического кольца 4 и эластичного шнура 7 из синтетического материала. Уплотнение этой конструкции и различных ее вариантов проработало 200 ч без заметного расхода масла, расход масла после 500 ч испытаний был менее 2 г/(л. с. ч.).

Для улучшения условий работы и повышения эффективности маслосъемного кольца в современных серийных РПД при-

нимаются дополнительные меры, предотвращающие попадание вытекающего из ротора масла в зазоры по его торцам: отвод охлаждающего масла из ротора организован таким образом, чтобы преградить ему путь к маслосъемным кольцам. Для уменьшения прорыва масла через зазоры между деталями маслоотводящей системы применяются бесконтактные (лабиринтные) уплотнения.

Подобные комбинированные системы надежно защищают рабочую полость двигателя от попадания в нее масла и удерживают расход последнего в допустимых пределах, не превышающих соответствующих величин современных четырехтактных поршневых двигателей.

Для изготовления деталей системы уплотнения применялись самые разнообразные материалы. Радиальные и торцовые пластины, уплотнительные штифты и маслосъемные кольца выполнялись из стали, чугуна и бронзы; радиальные пластины, кроме того, из графита. Экспандеры изготавливались из пружинной стали и из других материалов, не теряющих упругости под действием высокой температуры. Хорошо зарекомендовали себя пружины из бериллиевой бронзы.

В настоящее время на выпускаемых фирмой НСУ серийных РПД детали уплотнения изготовлены: средняя часть составной радиальной пластины — из специального графита высокой твердости (ККМ-502) и стали (ККМ-150), уголки — из чугуна (ККМ-502) и стали (ККМ-150), торцовые пластины — из чугуна (на обеих моделях), уплотнительные штифты — из чугуна (ККМ-502) и стали (ККМ-150), экспандеры — из стали (ККМ-502) и бериллиевой бронзы (ККМ-150). В двигателе КМ-37 фирмы Фихтель и Закс все детали уплотнения выполнены из высококачественного чугуна.

Представляют интерес данные по износу деталей уплотнения. Большему износу подвержены радиальные пластины: в зависимости от размеров двигателя износ пластин по высоте после 1000 ч работы составляет 0,2—0,4 мм. Торцовые пластины и уплотнительные штифты изнашиваются во много раз меньше — за 1500 ч работы на 0,10 мм. Малому износу подвержены и маслосъемные кольца — 0,04 мм за 1000 ч работы. Необходимо отметить при этом, что величина износов в значительной степени зависит от материалов деталей уплотнения и рабочих поверхностей корпусов.

Важность подбора материалов трущихся пар подтверждается тем, что при одинаковой конструкции радиальной пластины и одинаковых условиях испытаний корпус двигателя при неудачном выборе материалов выходил из строя через 15—20 мин и в то же время при их удачном сочетании срок его службы достигает 2000 ч. Примененная на ККМ-502 угольная радиальная пластина позволила увеличить срок службы чугуна-

ного среднего корпуса с хромированной рабочей поверхностью до 3000 ч, при этом износ средней части пластины составил 1 мкм/ч, что позволяет работать без потери мощности при 5000 об/мин и $p_e = 7 \text{ кг/см}^2$ в течение 1500—2000 ч. Для подбора оптимальных материалов трущихся пар требуются многочисленные эксперименты, которые необходимо проводить на самом двигателе. При этом следует учитывать целесообразность замены пластин уплотнения через 1000 ч вместо обновления сложного и дорогого корпуса.

Многочисленные эксперименты по исследованию износа деталей уплотнения, проведенные в США и ФРГ, выявили, что результаты стендовых и эксплуатационных испытаний по износу совпадают в редких случаях.

Следует отметить, что не всегда улучшение уплотняющих свойств системы лежит в усложнении ее конструкции и конструкции ее деталей. Часто простая конструкция при оптимально выбранных зазорах, удачно подобранных материалах и хорошем качестве трущихся поверхностей в состоянии обеспечить требуемую герметичность рабочих камер и достаточно высокий срок службы системы уплотнения, а вместе с ней и роторпоршневого двигателя в целом.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РОТОПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ГЕОМЕТРИЯ РОТОПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Уравнение теоретического контура рабочей полости

Теоретический контур рабочей полости РПД представляет собой эпитрохоиду, полученную обкатыванием большой шестерней внутреннего зацепления неподвижной малой шестерни.

Производящая точка должна лежать вне движущейся окружности.

Рассмотрим кривую, образованную движением точки A , лежащей на продолжении радиуса R окружности с центром O_1 , которая катится без скольжения по неподвижной окружности радиуса r с центром O , расположенной внутри нее (рис. 71).

Так как

$$\frac{r}{R} = \frac{2}{3}, \text{ то } OO_1 = e = R - r = \frac{R}{3}.$$

Вследствие отсутствия скольжения

$$e\theta = R\psi;$$

отсюда

$$\psi = \frac{e}{R} \theta = \frac{1}{3} \theta; \quad (1)$$

$$0 \leq \psi \leq 2\pi.$$

Назовем отрезок $O_1A = a$ производящим радиусом.

Радиус-вектор точки A

$$\vec{r}_A = \vec{OA} = \vec{OO}_1 + \vec{O_1A};$$

$$\vec{OO}_1 \{e \cos 3\psi, e \sin 3\psi\}; \quad \vec{O_1A} \{a \cos \psi, a \sin \psi\}.$$

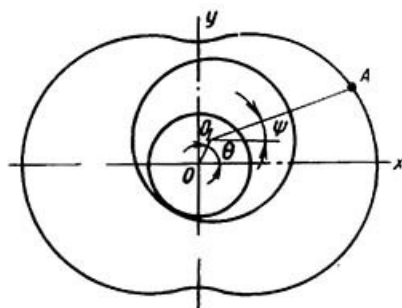


Рис. 71. К выводу уравнения теоретического контура рабочей полости

Следовательно, уравнение эпитрохоиды в векторной форме примет вид

$$\vec{\rho} \{ e \cos 3\psi + a \cos \psi, e \sin 3\psi + a \sin \psi \}. \quad (2)$$

Переходя к координатной форме, получим

$$\left. \begin{aligned} x &= e \cos 3\psi + a \cos \psi \\ y &= e \sin 3\psi + a \sin \psi \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Обозначим

$$\frac{a}{R} = c \quad (4)$$

$$(c > 1).$$

Тогда уравнение эпитрохоиды можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned} x &= R \left(\frac{1}{3} \cos 3\psi + c \cos \psi \right) \\ y &= R \left(\frac{1}{3} \sin 3\psi + c \sin \psi \right) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Уравнение контура в полярных координатах (в параметрической форме)

$$\left. \begin{aligned} \rho &= e \sqrt{1 + 9c^2 + 6c \cos 2\psi} \\ \varphi &= \operatorname{arctg} \frac{\frac{1}{3} \sin 3\psi + c \sin \psi}{\frac{1}{3} \cos 3\psi + c \cos \psi} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Из этого уравнения видно, что контур состоит из двух ветвей, так как ρ зависит от 2ψ ($0 \leq \psi \leq 2\pi$).

Площадь эпитрохоиды.

$$\Phi = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \left(x \frac{dy}{d\psi} - y \frac{dx}{d\psi} \right) d\psi.$$

Дифференцируя уравнение (5) и производя необходимые преобразования, после интегрирования находим

$$\Phi = \pi (a^2 + 3e^2). \quad (7)$$

Исследуем кривизну контура рабочей полости.
Радиус кривизны

$$P = \frac{(x'^2 + y'^2)^{\frac{3}{2}}}{|x''y' - x'y''|}.$$

Дифференцируем уравнение (5) и после подстановки и преобразований получаем

$$P = R \frac{(1 + c^2 + 2c \cos 2\psi)^{\frac{3}{2}}}{3 + c^2 + 4c \cos 2\psi}. \quad (8)$$

При $\rho = \rho_{\max}$, т. е. при $\cos 2\psi = 1$,

$$P = R \frac{(c + 1)^2}{c + 3}.$$

При $\rho = \rho_{\min}$, т. е. при $\cos 2\psi = -1$,

$$P_2 = R \frac{(c - 1)^2}{c - 3}.$$

Величину c назовем параметром формы. При $c \rightarrow \infty$ контур приближается к окружности. При $\rho = \rho_{\max}$ контур всегда выпуклый, так как $P_1 > 0$ ($c > 1$). Форма контура при $\rho = \rho_{\min}$ зависит от величины c :

$$c > 3; \quad P_2 > 0;$$

$$c = 3; \quad P_2 = \infty;$$

$$c < 3; \quad P_2 < 0;$$

$$c = 1; \quad P_2 = 0.$$

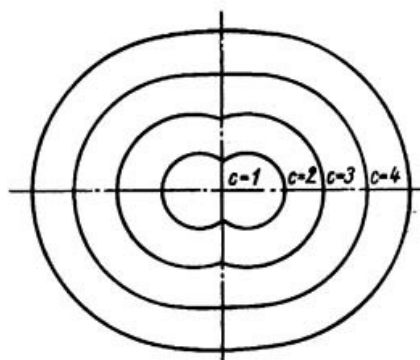


Рис. 72. Влияние параметра c на форму контура рабочей полости

На рис. 72 показано влияние параметра c на форму контура рабочей полости.

Теоретически минимальная величина c ограничивается возможностью вписать окружность радиуса R с центром O_1 (рис. 71) в контур рабочей полости. Для этого должно выполняться условие

$$\rho_{\min} \geq R + e = \frac{4}{3} R.$$

Из уравнения (6) имеем

$$\rho_{\min} = \frac{R}{3} (3c - 1).$$

Таким образом,

$$c \geq \frac{5}{3}. \quad (9)$$

Однако практически минимальная величина c получается несколько большей ($c > 2$).

Иногда в качестве параметра, аналогичного параметру c , используется отношение $\frac{a}{e} = 3c$. Применение параметра c предпочтительнее, так как в этом случае основные геометрические и кинематические формулы принимают наиболее простой и удобный для вычислений вид.

Форма ротора

Покажем, что в контур, описываемый уравнением (5), вписывается правильный треугольник, вершины которого могут скользить по контуру.

Рассмотрим хорду, соединяющую точки контура, соответствующие значениям параметра ψ и $\psi_1 = \psi + \frac{2\pi}{3}$. Три такие хорды образуют треугольник, вписанный в контур. Если длина хорды $2b$ не зависит от ψ , то треугольник правильный и произвольно ориентируется относительно контура, т. е. может поворачиваться внутри него.

Длина хорды

$$2b = \sqrt{(x_1 - x)^2 + (y_1 - y)^2}.$$

Подставляя значения координат из уравнения (5), получаем

$$b = a \sin \frac{\pi}{3} = a \frac{\sqrt{3}}{2}. \quad (10)$$

Центр треугольника совпадает с центром подвижной окружности O_1 (рис. 71), расстояние от которого до любой вершины треугольника равно a . Поэтому при вращении треугольника вместе с подвижной окружностью вокруг центра рабочей полости O вершины треугольника скользят по контуру полости.

Ротор представляет собой не прямолинейный, а криволинейный треугольник. Боковая грань ротора может быть образована внутренней сгибающей семейства эпитрохонд, как это показано на рис. 3. При этом обеспечивается наиболее тесный контакт между ротором и теоретическим контуром рабочей полости и, следовательно, достигается максимальная степень сжатия. Однако, как будет показано далее, получающиеся степени сжатия слишком велики для бензиновых двигателей. Это дает возможность за счет некоторого уменьшения максимальной степени сжатия профилировать грани ротора не по огибающей, что связано с определенными технологическими трудностями, а по дуге окружности.

Найдем радиус кругового сегмента, построенного на стороне прямоугольного треугольника. Пусть этот сегмент касается

контура рабочей полости, когда расстояние между серединой соответствующей стороны прямолинейного треугольника и контура будет минимальным.

Имеем

$$\rho_{\min} = a - e.$$

Радиус окружности, вписанной в прямолинейный треугольник,

$$\rho = \frac{\sqrt{3}}{3} b = \frac{1}{2} a.$$

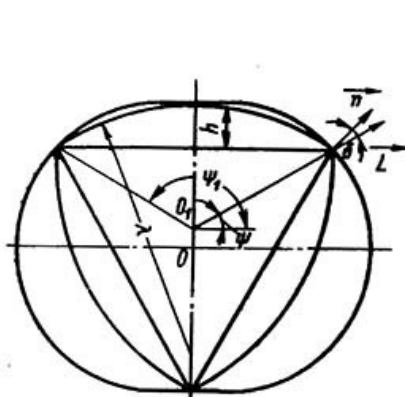


Рис. 73. К определению формы ротора

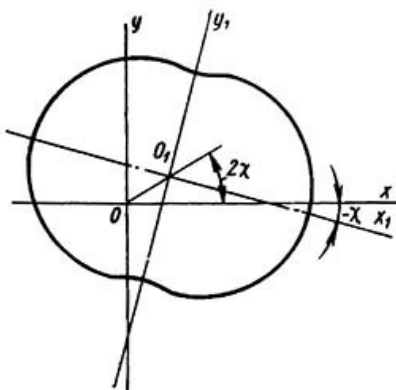


Рис. 74. К выводу уравнения семейства эпитрохид

Минимальное расстояние между контуром и серединой стороны прямолинейного треугольника (рис. 73)

$$h = \rho_{\min} - e - \rho = \frac{a}{2} - 2e.$$

Радиус сегмента

$$\lambda = \frac{b^2 + h^2}{2h}$$

или

$$\lambda = \frac{(a-e)^2 + 3e^2}{a-4e} = R \frac{3c(3c-2)+4}{3(3c-4)}. \quad (11)$$

При $c = 4/3$ $a - 4e = 0$ и, следовательно, $\lambda = \infty$, т.е. треугольник прямолинейный. При $c < \frac{4}{3}$ получаем криволинейный вогнутый треугольник, при $c > \frac{4}{3}$ — криволинейный выпуклый треугольник.

В связи с тем что $c \geq \frac{5}{3}$, ротор может быть только выпуклым.

Площадь M_k кругового сегмента радиуса λ , построенного на стороне ротора,

$$M_k = \frac{\lambda^2}{2} (\alpha - \sin \alpha); \quad (12)$$

$$\alpha = 2 \arcsin \frac{a\sqrt{3}}{2\lambda}. \quad (13)$$

Теперь рассмотрим профилирование ротора по огибающей.

Пусть эпитрохоида, выраженная уравнением (5), обкатывается с малой шестерней неподвижную большую шестерню (см. рис. 3). Подвижная система координат x_1, y_1 связана с малой шестерней, неподвижная система координат x, y связана с большой шестерней, причем начало подвижной системы O_1 и начало неподвижной системы O расположены соответственно в центрах малой и большой шестерен.

Так как $r:R=2:3$, прямая OO_1 и ось O_1x_1 образуют с осью Ox углы, которые относятся как $2:-1$ (рис. 74).

Поэтому уравнение семейства эпитрохоид, образующегося при обкатывании, можно записать в виде

$$\begin{cases} x = e \cos 2\chi + x_1 \cos \chi + y_1 \sin \chi \\ y = e \sin 2\chi - x_1 \sin \chi + y_1 \cos \chi \end{cases} \quad (14)$$

где x_1, y_1 — координаты эпитрохоиды в подвижной системе, определяемые уравнением (5).

Чтобы получить уравнение огибающей этого семейства, нужно исключить один из параметров, решая систему уравнений, состоящую из уравнения (14) и якобиана:

$$\frac{D(x, y)}{D(\psi, \chi)} = 0 \quad (15)$$

(см. приложение 2, п. 1).

После ряда преобразований и замены параметров (см. приложение 2, п. 2) получаем уравнение огибающей в параметрической форме:

$$\begin{cases} x_{oz} = R \left(c \cos 2x - \frac{1}{3c} \sin 6x \sin 2x + \right. \\ \quad \left. + \frac{2}{3} \sqrt{1 - \frac{\sin^2 3x}{c^2}} \cos 3x \cos 2x \right) \\ y_{oz} = R \left(c \sin 2x + \frac{1}{3c} \sin 6x \cos 2x + \right. \\ \quad \left. + \frac{2}{3} \sqrt{1 - \frac{\sin^2 3x}{c^2}} \cos 3x \sin 2x \right) \end{cases} \quad (16)$$

Как видно из рис. 3, внутренняя и внешняя огибающие состоят каждая из трех, симметричных относительно своей середины, дуг. Подставляя в уравнение (16) огибающей значения параметра от $\kappa_1 = \pi$ до $\kappa_2 = \frac{7}{6}\pi$, получим координаты половины дуги внутренней огибающей; подставляя значения параметров от $\kappa_1 = 0$ до $\kappa_2 = \frac{\pi}{6}$, получим координаты половины дуги внешней огибающей.

Площадь огибающей может быть определена по формуле

$$\theta = 3 \int_{\kappa_1}^{\kappa_2} \left(x \frac{dy}{dx} - y \frac{dx}{dy} \right) dx.$$

Дифференцируя уравнение (16), производя соответствующие преобразования и интегрируя в пределах $\kappa_1 = \pi$ до $\kappa_2 = \frac{7}{6}\pi$, получаем площадь внутренней огибающей;

$$\theta_{в.о} = R^2 \left[\left(\frac{2}{9} + c^2 \right) \pi - 2\sqrt{c^2 - 1} - \frac{2}{3}(2 + c^2) \arcsin \frac{1}{c} \right]. \quad (17)$$

Интегрируя в пределах от $\kappa_1 = 0$ до $\kappa_2 = \frac{\pi}{6}$, получаем площадь внешней огибающей:

$$\theta_{вн.о} = R^2 \left[\left(\frac{2}{9} + c^2 \right) \pi + 2\sqrt{c^2 - 1} + \frac{2}{3}(2 + c^2) \arcsin \frac{1}{c} \right] \quad (18)$$

(см. приложение 2, п. 3).

Площадь M_0 сегмента, построенного на стороне ротора в случае профилирования по огибающей, найдем, вычитая из площади внутренней огибающей площадь прямолинейного треугольника:

$$M_0 = \frac{1}{3} \left(\theta_{в.о} - \frac{3a^2 \sqrt{3}}{4} \right).$$

Угол отклонения пластин радиальных уплотнений

На работу радиальных уплотнений РПД большое влияние оказывает максимальное значение угла δ между нормалью к контуру рабочей полости и осью пластины уплотнения, совпадающей с биссектрисой угла при вершине ротора (рис. 73). Малые значения $\delta_{\max}$ приводят к увеличению износа пластин.

Для нахождения угла δ отклонения пластин радиальных уплотнений используем свойства векторного произведения.

Дифференцируя векторное уравнение (2) контура рабочей полости, получаем вектор, касательный к контуру:

$$\vec{\tau} \{-R(\sin 3\psi + c \sin \psi), R(\cos 3\psi + c \cos \psi)\}. \quad (19)$$

Вектор, нормальный к контуру, может быть задан в виде

$$\vec{n} \{R(\cos 3\psi + c \cos \psi), R(\sin 3\psi + c \sin \psi)\}. \quad (20)$$

Модуль этого вектора

$$|n| = R \sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}. \quad (21)$$

Ортогональность векторов $\vec{\tau}$ и $\vec{n}$ следует из того, что их скалярное произведение равно нулю.

Единичный вектор, направленный по биссектрисе угла ротора, запишем в виде

$$\vec{L}^0 \{\cos \psi, \sin \psi\}.$$

Тогда

$$\sin \delta = \frac{|\vec{L}^0 \times \vec{n}|}{|n|} = \frac{\begin{vmatrix} \cos \psi & \sin \psi \\ R(\cos 3\psi + c \cos \psi) & R(\sin 3\psi + c \sin \psi) \end{vmatrix}}{R \sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}} = \frac{\sin 2\psi}{\sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}}; \quad (22)$$

отсюда

$$\delta = \arcsin \frac{\sin 2\psi}{\sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}}. \quad (23)$$

Обозначим ψ_1 значение параметра ψ , соответствующее экстремуму δ (или $\sin \delta$). Можно показать (см. приложение 2, п. 4), что это значение определяется уравнением

$$\cos 2\psi_1 = -\frac{1}{c}.$$

Следовательно,

$$\sin 2\psi_1 = \frac{\pm \sqrt{c^2 - 1}}{c}.$$

Подставляя эти выражения в формулу (23), получаем

$$\left. \begin{aligned} \delta_{\max} &= \arcsin \frac{1}{c} \\ \delta_{\min} &= -\arcsin \frac{1}{c} \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

Действительный контур рабочей полости

Концы пластин радиальных уплотнений, соприкасающиеся с боковой стенкой рабочей полости, закруглены радиусом k (рис. 75). Теоретический контур рабочей полости — эпитрохоида — образуется движением центра закругления A . Действительный контур представляет собой кривую, эквидистантную теоретическому контуру и отстоящую от него на расстоянии k . При скольжении пластин радиальных уплотнений по действительному контуру они остаются неподвижными относительно ротора.

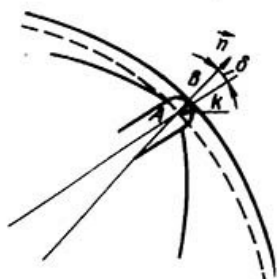


Рис. 75. К выводу уравнения действительного контура рабочей полости

Рассмотрим две точки A и B , лежащие на теоретическом и действительном контурах и соответствующие одному и тому же значению параметра ψ . Нормаль к действительному контуру в точке касания пластины проходит через точку A и является одновременно нормалью теоретического контура.

Радиус-вектор точки B

$$\vec{\rho}_B = \vec{OB} = \vec{\rho}_A + k \frac{\vec{n}}{|\vec{n}|},$$

где $\frac{\vec{n}}{|\vec{n}|}$ — единичный вектор, направленный по внешней нормали к контурам.

Учитывая выражения (2), (5), (20) и (21), получаем уравнение действительного контура рабочей полости:

$$\left. \begin{aligned} x_d &= c(\cos 3\psi + 3c \cos \psi) + k \frac{\cos 3\psi + c \cos \psi}{\sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}} \\ y_d &= c(\sin 3\psi + 3c \sin \psi) + k \frac{\sin 3\psi + c \sin \psi}{\sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}} \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

или в полярных координатах

$$\left. \begin{aligned} \rho_d &= \left[c^2(1 + 9c^2 + 6c \cos 2\psi) + k^2 + 2ek \frac{1 + 3c^2 + 4c \cos 2\psi}{\sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}} \right]^{\frac{1}{2}} \\ \varphi_d &= \arctg \frac{c(\sin 3\psi + 3c \sin \psi) + k \frac{\sin 3\psi + c \sin \psi}{\sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}}}{c(\cos 3\psi + 3c \cos \psi) + k \frac{\cos 3\psi + c \cos \psi}{\sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}}} \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

При вращении ротора пластины радиальных уплотнений нагружаются силами инерции. Чтобы не получать слишком больших усилий, пластины выполняют сравнительно тонкими. Поэтому величины k малы и действительный контур рабочей полости незначительно отличается от теоретического.

Различие между действительным и теоретическим контурами необходимо учитывать лишь при определении степени сжатия, а также тогда, когда нужно точно вычислить рабочий объем. В остальных случаях можно, не внося существенных ошибок, заменять действительный контур теоретическим, что позволяет значительно упростить расчетные формулы.

Толщина пластин радиальных уплотнений t определяется из условия

$$t \geq 2k \sin \delta_{\max}. \quad (27)$$

Применительно к действительному контуру радиус боковой грани ротора λ_∂ находится из условия

$$\lambda_\partial = \lambda + k - \Delta_\lambda, \quad (28)$$

где Δ_λ — минимальный зазор между гранью ротора и контуром рабочей полости.

Соответственно площадь сегмента, построенного на стороне ротора,

$$M_\partial = \frac{\lambda_\partial^2}{2} (\alpha - \sin \alpha), \quad (29)$$

где α определяется из формулы (13).

Изменение объема рабочих камер

Найдем площадь рабочей камеры, ограниченную стороной ротора и контуром рабочей полости. Сначала рассмотрим теоретический контур.

Пусть одной из вершин ротора соответствуют параметр ψ и координаты x, y , а следующей вершине — параметр $\psi_1 = \psi + \frac{2\pi}{3}$ и координаты x_1, y_1 .

Из рис. 76 видно, что

$$F_3 = F_1 - F_2,$$

где F_1 — вся заштрихованная площадь.

$$F_1 = \int_y^{y_1} x dy = \int_{\psi}^{\psi + \frac{2\pi}{3}} x(\psi) \frac{dy(\psi)}{d\psi} d\psi.$$

Учитывая уравнение (5), получаем

$$F_1 = R^2 \int_{\psi}^{\psi + \frac{2\pi}{3}} \left(\frac{1}{3} \cos 3\psi + c \cos \psi \right) (\cos 3\psi + c \cos \psi) d\psi.$$

Площадь F_2 находится как площадь трапеции:

$$F_2 = \frac{1}{2} (x_1 + x) (y_1 - y).$$

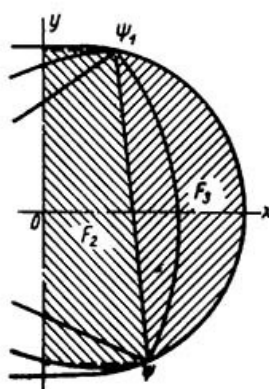


Рис. 76. К определению объема рабочей полости

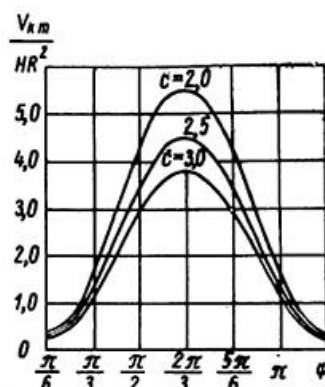


Рис. 77. Зависимость безразмерного объема рабочей камеры $\frac{V_{кт}}{HR^2}$ от угла поворота ротора

Вычитая F_2 из F_1 , после преобразований (см. приложение 2, п. 5) получаем

$$F_3 = \pi e^2 + \left(\frac{\pi}{3} - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) a^2 - \frac{3\sqrt{3}}{2} ae \cos \left(2\psi - \frac{\pi}{3} \right).$$

Сдвинем начало отсчета углов поворота ротора, положив

$$\sigma = \psi - \frac{\pi}{6}, \quad (30)$$

тогда

$$\begin{aligned} F_3 &= \pi e^2 + \left(\frac{\pi}{3} - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) a^2 - \frac{3\sqrt{3}}{2} ae \cos 2\sigma = \\ &= 3,1416e^2 + 0,6142a^2 - 2,5981ae \cos 2\sigma. \end{aligned} \quad (31)$$

Чтобы получить площадь рабочей камеры теоретического контура F_m , следует из площади F_3 вычесть площадь M сегмента, построенного на стороне ротора.

Итак,

$$F_m = (3,1416e^2 + 0,6142a^2 - M) - 2,5981ae \cos 2\sigma, \quad (32)$$

или

$$F_m = R^2 \left[\left(0,3491 + 0,6142c^2 - \frac{M}{R^2} \right) - 0,8660c \cos 2\sigma \right]. \quad (33)$$

Объем рабочей камеры теоретического контура

$$V_{кт} = F_m H, \quad (34)$$

где H — высота рабочей полости.

На рис. 77 приведена зависимость безразмерной величины $\frac{V_{кт}}{HR^2}$ от угла поворота ротора ψ для трех значений c .

Перейдем к действительному контуру рабочей полости.

Найдем площадь ΔF , расположенную между действительным и теоретическим контурами и двумя вершинами ротора:

$$\Delta F = k \int_{\psi}^{\psi + \frac{2\pi}{3}} \frac{ds}{d\psi} d\psi, \quad (35)$$

где ds — дифференциал дуги теоретического контура,

$$\frac{ds}{d\psi} = \sqrt{x'^2(\psi) + y'^2(\psi)} = R \sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}. \quad (36)$$

Равенство (35) может быть преобразовано к виду (см. приложение 2, п. 6).

$$\Delta F = kR(c+1) \left[E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \psi + \frac{2\pi}{3}\right) - E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \psi\right) \right], \quad (37)$$

где $E(c, \psi, \pi)$ и $E(c, \psi)$ — неполные эллиптические интегралы второго рода.

Складывая равенства (32) или (33) и (37), получаем площадь рабочей камеры действительного контура:

$$F_o = F_m + \Delta F. \quad (38)$$

Объем рабочей камеры действительного контура:

$$V_k = F_o H. \quad (39)$$

Рабочий объем

Рабочий объем одной камеры равен разности между ее наибольшим и наименьшим объемами. Рассмотрим правую часть равенства (32). Группа членов, заключенная в скобки, постоянно

янна. Следовательно, рабочий объем камеры определяется разностью между максимальным и минимальным значениями последнего члена.

Таким образом, рабочий объем одной камеры теоретического контура равен

$$(V_{hk})_m = \sqrt{3} aRH = 3\sqrt{3} aeH = 5,1962 aeH \approx 5,2aeH. \quad (40)$$

Для действительного контура наибольшая площадь $\Delta F_{\max}$ достигается при положении ротора, соответствующем максимуму F_m , наименьшая площадь $\Delta F_{\min}$ — при положении ротора, соответствующем минимуму F_m .

Вследствие симметрии относительно осей x и y имеем

$$\Delta F_{\max} = 2k \int_0^{\frac{\pi}{3}} \frac{ds}{d\psi} d\psi;$$

$$\Delta F_{\min} = 2k \int_{\frac{\pi}{6}}^{\frac{\pi}{2}} \frac{ds}{d\psi} d\psi.$$

Подобно равенству (35) эти выражения приводятся к виду

$$\left. \begin{aligned} \Delta F_{\max} &= 2kR(c+1)E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \frac{\pi}{3}\right) \\ \Delta F_{\min} &= 2kR(c+1)\left[E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}\right) - E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \frac{\pi}{6}\right)\right] \end{aligned} \right\} \quad (41)$$

где $E(c)$ — полный и $E(c, \pi)$ — неполный эллиптические интегралы второго рода.

Рассмотрим отношение

$$\gamma = \frac{\Delta F_{\max} - \Delta F_{\min}}{\sqrt{3} ckR}.$$

Как показывают приведенные в табл. 8 данные, для практически применяемых значений $c > 2$ величина γ не более чем на 3,3% отличается от $\frac{1}{c}$. Умножая γ на $\sqrt{3} ckRH$, получаем приращение рабочего объема камеры при переходе от теоретического контура к действительному. Заменяя в этом произведении величину γ близкой величиной $\frac{1}{c}$ и складывая с выражением для рабочего объема камеры теоретического контура, опреде-

Таблица 8

Значения величин $\Delta F_{\max}$ и $\Delta F_{\min}$ при различных значениях параметра c

c	1,00	1,50	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00	3,50	4,00
$\frac{1}{kR} \Delta F_{\max}$	3,4641	4,3760	5,3416	5,8396	6,3364	6,8415	7,3472	8,3684	9,3948
$\frac{1}{kR} \Delta F_{\min}$	2,0000	2,7460	3,6648	4,1400	4,6392	5,1390	5,6396	6,6536	7,6707
$\frac{1}{c}$	1,0000	0,6667	0,5000	0,4444	0,4000	0,3636	0,3333	0,2858	0,2500
γ	0,8453	0,6274	0,4841	0,4337	0,3919	0,3574	0,3286	0,2828	0,2488
$\frac{1}{c} - \gamma$	0,1830	0,0626	0,0328	0,0247	0,0207	0,0174	0,0143	0,0104	0,0048

ляемого уравнением (40), получаем формулу для рабочего объема одной камеры действительного контура:

$$V_{hk} \approx \sqrt{3} aRH + \sqrt{3} kRH \approx \sqrt{3} RH(a + k) \approx 5,2eH(a + k) \quad (42)$$

(см. приложение 2, п. 7).

Степень сжатия

Степень сжатия ε определяется отношением максимального и минимального объемов рабочей камеры.

Для теоретического контура рабочей полости степень сжатия ε_m находится по формуле

$$\varepsilon_m = \frac{(V_{hk})_{m \max}}{(V_{hk})_{m \min}}, \quad (43)$$

где

$$(V_{hk})_{m \max} = HR^2 \left(0,3491 + 0,6142c^2 - \frac{M}{R^2} + 0,8660c \right);$$

$$(V_{hk})_{m \min} = HR^2 \left(0,3491 + 0,6142c^2 - \frac{M}{R^2} - 0,8660c \right).$$

Наибольшая величина ε_m достигается тогда, когда боковые грани ротора образуются внутренней огибающей семейства эпитрохонд. Если боковые грани ротора очерчены дугами окружности, значения ε_m получаются несколько меньшими.

Зависимость ϵ_m от c показана на рис. 78. Кривая 2 соответствует профилированию ротора по дуге окружности, кривая 1 — профилированию ротора по огибающей.

С увеличением c расхождение между кривыми 1 и 2 увеличивается, но для бензиновых двигателей даже степени сжатия, соответствующие кривой 2, оказываются слишком высокими. Поэтому необходимость профилировать грани ротора по огибающей для обеспечения достаточной степени сжатия возникает только в РПД, работающих с воспламенением от сжатия.

Степень сжатия для действительного контура рабочей полости

$$\epsilon = \frac{V_{hk \max}}{V_{hk \min}}, \quad (44)$$

где

$$V_{hk \max} = (V_{hk})_{m \max} + H \Delta F_{\max};$$

$$V_{hk \min} = (V_{hk})_{m \min} + H \Delta F_{\min}.$$

Степень сжатия для действительного контура меньше, чем для теоретического, причем разность между этими величинами возрастает с увеличением c и k .

Если степень сжатия при выбранных параметрах оказывается слишком высокой, она может быть понижена за счет выемок в боковых гранях ротора (уменьшения величины M).

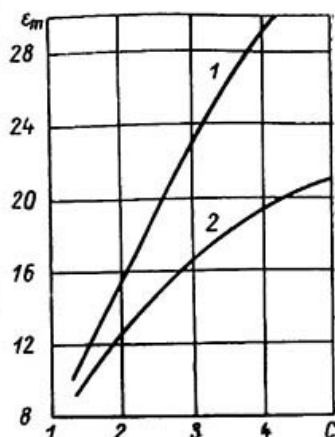


Рис. 78. Зависимость степени сжатия ϵ_m для теоретического контура рабочей полости от параметра c : 1 — боковые грани ротора образованы внутренней огибающей; 2 — боковые грани ротора образованы дугой окружности радиуса λ .

Эпи- и гипотрохонидные РПД с z-угольным ротором

Схема РПД с ротором треугольной формы, в котором отношение $r:R$ равно 2:3, имеет наибольшее практическое значение. Определенный интерес могут представить также схемы эпи- и гипотрохонидных двигателей с иными величинами этого отношения.

Ниже даны основные геометрические формулы для эпи- и гипотрохонидных РПД с z-угольным ротором, выполненных по схеме с внутренней огибающей. Выводы этих формул, некоторые из которых приведены в работе [6], аналогичны выводам для эпитрохонидного РПД с $z=3$, рассмотренным выше.

Рассмотрим эпитрохонидные схемы:

$$\frac{r}{R} = \frac{z-1}{z}; \quad (45)$$

$$e = R - r = \frac{R}{z}. \quad (46)$$

Ниже даны формулы, которые аналогичны формулам, приведенным ранее [см. формулы (1), (3)–(6)]:

$$\begin{aligned}\psi &= \frac{\theta}{z}; \\ 0 &\leq \psi \leq 2\pi; \\ \left. \begin{aligned} x &= e \cos z\psi + a \cos \psi \\ y &= e \sin z\psi + a \sin \psi \end{aligned} \right\} & (47) \\ \frac{a}{R} &= c \quad (c > 1); \\ \left. \begin{aligned} x &= R \left(\frac{1}{z} \cos z\psi + c \cos \psi \right) \\ y &= R \left(\frac{1}{z} \sin z\psi + c \sin \psi \right) \end{aligned} \right\} \\ \rho &= e \sqrt{1 + z^2 c^2 + 2zc \cos(z-1)\psi} \\ \varphi &= \operatorname{arctg} \frac{\frac{1}{z} \sin z\psi + c \sin \psi}{\frac{1}{z} \cos z\psi + c \cos \psi} \end{aligned}$$

Вследствие того, что ρ зависит от $(z-1)\psi$ ($0 \leq \psi \leq 2\pi$), контур рабочей полости эпитрохонидного РПД состоит из $z-1$ ветвей.

По аналогии с формулами (7)–(9) имеем

$$\begin{aligned}\Phi &= \pi (a^2 + ze^2); \\ P &= \frac{R [1 + c^2 + 2c \cos(z-1)\psi]^{\frac{3}{2}}}{z + c^2 + (z+1)c \cos(z-1)\psi}; \\ c &\geq 1 + \frac{2^*}{z}.\end{aligned}$$

Покажем, что в контур, выраженный уравнением (47), вписывается правильный z -угольник, центр которого совпадает с точкой O_1 (см. рис. 71).

Длина хорды, соединяющей точки этого контура, соответствующие значениям параметра ψ и $\psi_1 = \psi + \frac{2\pi}{z}$ [(см. формулу (10)],

$$2b = 2a \sin \frac{\pi^*}{z}.$$

Из таких хорд образуется z -угольник, вписанный в контур.

* Формулы, отмеченные звездочкой относятся как к эпитрохонидным, так и к гипотрохонидным схемам.

Расстояние q от m — вершины z -угольника до точки O_1 с координатами $e \cos z\psi$ и $e \sin z\psi$, определяется формулой

$$q = \sqrt{(x_m - e \cos z\psi)^2 + (y_m - e \sin z\psi)^2}.$$

Подставляя значения x_m и y_m из уравнения (47),

$$\left. \begin{aligned} x_m &= e \cos z \left(\psi + \frac{2mz}{z} \right) + a \cos \left(\psi + \frac{2mz}{z} \right) \\ y_m &= e \sin z \left(\psi + \frac{2m\pi}{z} \right) + a \sin \left(\psi + \frac{2m\pi}{z} \right) \end{aligned} \right\}$$

После преобразований получаем

$$q = a^*.$$

Таким образом, длина хорды $2b = 2a \sin \frac{\pi}{z}$ не зависит от ψ и расстояние от любой вершины z -угольника до точки O_1 постоянно. Отсюда вытекает, что z -угольник правильный и произвольно ориентируется внутри контура. Точка O_1 является центром z -угольника, и при вращении ее вокруг центра контура по окружности радиуса e вершины z -угольника скользят по контуру.

Равенства $2b = 2a \sin \frac{\pi}{z}$ и $q = a$ выполняются лишь при соблюдении условия, выраженного уравнением (45), поэтому только такие эпитрохоиды, для которых справедливо это условие, могут служить контурами рабочей полости РПД.

Аналогично формулам (11)–(13) и (16) имеем

$$\lambda = \frac{a^2 \left(1 - \cos \frac{\pi}{z} \right) - 2ae \left(1 - \cos \frac{\pi}{z} \right) + 2e^2}{a \left(1 - \cos \frac{\pi}{z} \right) - e};$$

$$M_k = \frac{\lambda^2}{2} (\alpha - \sin \alpha)^*;$$

$$\alpha = \text{Arc sin } \frac{a \sin \frac{\pi}{z}}{\lambda};$$

$$\left. \begin{aligned} x_{O_2} &= R \left(c \cos 2x - \frac{1}{zc} \sin 2x \sin 2x \pm \frac{2}{z} \sqrt{1 - \frac{1}{c^2} \sin^2 2x} \cos 2x \cos 2x \right) \\ y_{O_2} &= R \left(c \sin 2x + \frac{1}{zc} \sin 2x \cos 2x \pm \frac{2}{z} \sqrt{1 - \frac{1}{c^2} \sin^2 2x} \cos 2x \sin 2x \right) \end{aligned} \right\}$$

Координаты половины дуги внутренней огибающей определяются при значениях параметра $\pi \leq x \leq \frac{2z+1}{2z}$; координаты половины дуги внешней огибающей — при значениях параметра $0 \leq x \leq \frac{1}{2z} \pi$.

По аналогии с формулами (17), (18), (23)–(30), (32), (34) имеем

$$\theta_{e.o} = R^2 \left[\left(\frac{2}{z^2} + c^2 \right) \pi - \frac{6}{z} \sqrt{c^2 - 1} - \frac{2}{z} (2 + c^2) \arcsin \frac{1}{c} \right]^* ;$$

$$\theta_{en.o} = R^2 \left[\left(\frac{2}{z^2} + c^2 \right) \pi + \frac{6}{z} \sqrt{c^2 - 1} + \frac{2}{z} (2 + c^2) \arcsin \frac{1}{c} \right]^* ;$$

$$\delta = \arcsin \frac{\sin(z-1)\psi}{\sqrt{1+c^2+2c\cos(z-1)\psi}}^* ;$$

$$\left. \begin{aligned} \delta_{\max} &= \arcsin \frac{1}{c} \\ \delta_{\min} &= -\arcsin \frac{1}{c} \end{aligned} \right\}^*$$

$$\left. \begin{aligned} x_{\partial} &= e(\cos z\psi + zc \cos \psi) + k \frac{\cos z\psi + c \cos \psi}{\sqrt{1+c^2+2c\cos(z-1)\psi}} \\ y_{\partial} &= e(\sin z\psi + zc \sin \psi) + k \frac{\sin z\psi + c \sin \psi}{\sqrt{1+c^2+2c\cos(z-1)\psi}} \end{aligned} \right\}^*$$

$$\left. \begin{aligned} \rho_{\partial} &= \left\{ e^2 [1 + z^2 c^2 + 2zc \cos(z-1)\psi] + k^2 + \frac{2ek \{1 + zc^2 + (z+1)c \cos(z-1)\psi\}}{\sqrt{1+c^2+2c\cos(z-1)\psi}} \right\}^{\frac{1}{2}} \\ \varphi_{\partial} &= \arctg \frac{e(\sin z\psi + zc \sin \psi) + k \frac{\sin z\psi + c \sin \psi}{\sqrt{1+c^2+2c\cos(z-1)\psi}}}{e(\cos z\psi + zc \cos \psi) + k \frac{\cos z\psi + c \cos \psi}{\sqrt{1+c^2+2c\cos(z-1)\psi}}} \end{aligned} \right\}$$

$$t \geq 2k \sin \delta_{\max}^* ; \quad \lambda_{\partial} = \lambda + k - \Delta_{\lambda}^* ; \quad M_{\partial} = \frac{\lambda^2}{2} (\alpha - \sin \alpha)^* ;$$

$$\sigma = \psi - \frac{\pi}{z(z-1)} ;$$

$$F_m = \left[\pi e^2 + a^2 \left(\frac{\pi}{z} - \frac{1}{2} \sin \frac{2\pi}{z} \right) - M \right] - 2 \frac{z}{z-1} a e \sin \frac{\pi}{z} \cos(z-1) \sigma ; \quad 8)$$

$$V_{km} = F_m H.$$

Из выражения (48) видно, что за один оборот ротора ($0 \leq \sigma \leq 2\pi$) объем рабочей камеры V_{km} имеет $z-1$ минимумов (сжатий) и $z-1$ максимумов (расширений).

Поэтому число тактов в эпитрохoidalных РПД с z -угольным ротором составляет

$$j = 2(z-1) ;$$

Аналогично формулам (37) — (41) получаем

$$\Delta F = \frac{2kR(c+1)}{z-1} \left[E \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \psi + \frac{2\pi}{z} \right) - E \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \psi \right) \right];$$

$$F_{\partial} = F_m + \Delta F; \quad V_{\kappa} = F_{\partial} H;$$

$$(V_{hk})_m = \frac{4z}{z-1} aeH \sin \frac{\pi}{z};$$

$$\Delta F_{\max} = \frac{4kR(c+1)}{z-1} E \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{2z} \right);$$

$$\Delta F_{\min} = \frac{4kR(c+1)}{z-1} \left[E \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1} \right) - E \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \frac{\pi}{2z} \right) \right].$$

Можно показать, что отношение

$$\gamma(z) = \frac{\Delta F_{\max} - \Delta F_{\min}}{\frac{4}{z-1} ckR \sin \frac{\pi}{z}}$$

при $z \rightarrow \infty$ равномерно сходится к $\frac{1}{a}$. Поэтому при $z > 3$ значения $\gamma(z)$ лежат между величинами $\gamma(3)$ и $\frac{1}{c}$.

Таким образом, для рабочего объема одной камеры действительного контура получаем [см. формулу (42)].

$$V_{hk} \approx \frac{4}{z-1} RH(a+k) \sin \frac{\pi}{z},$$

Последнее выражение тем точнее, чем выше значение z .

Далее по аналогии с формулой (43) имеем

$$\varepsilon_m = \frac{(V_{hk})_{m \max}}{(V_{hk})_{m \min}},$$

где

$$(V_{hk})_{m \max} = H \left[\pi e^2 + a^2 \left(\frac{\pi}{z} - \frac{1}{2} \sin \frac{2\pi}{z} \right) - M + \frac{2z}{z-1} ae \sin \frac{\pi}{z} \right];$$

$$(V_{hk})_{m \min} = H \left[\pi e^2 + a^2 \left(\frac{\pi}{z} - \frac{1}{2} \sin \frac{2\pi}{z} \right) - M - \frac{2z}{z-1} ae \sin \frac{\pi}{z} \right].$$

С увеличением z максимальная величина ε_m в эпитрохондных РПД уменьшается.

Аналогично формуле (44) получаем

$$\varepsilon = \frac{V_{hk \max}}{V_{hk \min}},$$

где

$$V_{hk \max} = (V_{hk})_{m \max} + H \Delta F_{\max}^*;$$

$$V_{hk \min} = (V_{hk})_{m \min} + H \Delta F_{\min}^*.$$

Рассмотрим гипотрохондные схемы (рис. 79):

$$\frac{r}{R} = \frac{z}{z+1} \quad (49)$$

Легко показать, подобно тому, как это было сделано для эпитрохонд, что только те гипотрохонды, для которых выполняется условие, выраженное формулой (49), могут служить контурами рабочей полости РПД.

Далее

$$e = R - r = \frac{r}{z} \quad (50)$$

Ниже приведены формулы, которые аналогичны формулам, приведенным ранее [см. формулы (1), (3)–(6)]:

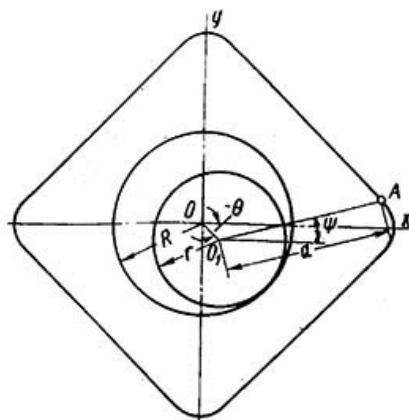


Рис. 79. К расчету гипотрохондных схем

$$\left. \begin{aligned} \psi &= -\frac{\theta}{z}; \\ 0 &\leq \psi < 2\pi; \\ x &= e \cos z\psi + a \cos \psi \\ y &= -e \sin z\psi + a \sin \psi \end{aligned} \right\}$$

$$\frac{a}{r} = c \quad (c > 1);$$

$$\left. \begin{aligned} x &= r \left(\frac{1}{z} \cos z\psi + c \cos \psi \right) \\ y &= r \left(-\frac{1}{z} \sin z\psi + c \sin \psi \right) \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} \rho &= e \sqrt{1 + z^2 c^2 + 2zc \cos(z+1)\psi} \\ \varphi &= \arctg \frac{-\frac{1}{z} \sin z\psi + c \sin \psi}{\frac{1}{z} \cos z\psi + c \cos \psi} \end{aligned} \right\}$$

Вследствие того, что ρ зависит от $(z+1)\psi$ ($0 \leq \psi \leq 2\pi$), контур рабочей полости гипотрохондного РПД состоит из $z+1$ ветвей.

По аналогии с формулами (7), (8), (23), (25), (26), (30), (32) и (34) имеем

$$\Phi = \pi(a^2 - ze^2);$$

$$P = -\frac{r[1 + c^2 - 2c \cos(z+1)\psi]^{3/2}}{-z + c^2 + (z-1)c \cos(z+1)\psi};$$

$$\alpha = \arcsin \frac{\sin(z+1)\psi}{\sqrt{1 + c^2 - 2c \cos(z+1)\psi}};$$

$$\left. \begin{aligned} x_\partial &= e(\cos z\psi + zc \cos \psi) + k \frac{-\cos z\psi + c \cos \psi}{\sqrt{1 + c^2 - 2c \cos(z+1)\psi}} \\ y_\partial &= e(-\sin z\psi + zc \sin \psi) + k \frac{\sin z\psi + c \sin \psi}{\sqrt{1 + c^2 - 2c \cos(z+1)\psi}} \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} \varphi_0 &= \left\{ e^2 [1 + z^2 c^2 + 2zc \cos(z+1)\psi] + k^2 + \frac{2ek[1 - zc^2 + (z-1)c \cos(z+1)\psi]}{\sqrt{1+c^2-2c \cos(z+1)\psi}} \right\}^{\frac{1}{2}} \\ \varphi_0 &= \arctg \frac{e(-\sin z\psi + zc \sin \psi) + k \frac{\sin z\psi + c \sin \psi}{\sqrt{1+c^2-2c \cos(z+1)\psi}}}{e(\cos z\psi + zc \cos \psi) + k \frac{-\cos z\psi + c \cos \psi}{\sqrt{1+c^2-2c \cos(z+1)\psi}}} \end{aligned} \right\}$$

$$\sigma = \psi + \frac{\pi}{z(z+1)};$$

$$F_m = \left[\pi e^2 - a^2 \left(\frac{\pi}{z} - \frac{1}{2} \sin \frac{2\pi}{z} \right) - M \right] + 2 \frac{z}{z+1} ae \sin \frac{\pi}{z} \cos(z+1)\sigma; \quad (51)$$

$$V_{km} = F_m H.$$

Из формулы (51) видно, что за один оборот ротора ($0 \leq \sigma \leq 2\pi$) объем рабочей камеры V_{km} имеет $z+1$ минимумов (сжатий) и $z+1$ максимумов (расширений).

Поэтому число тактов в гипотрохондных РПД составляет

$$j = 2(z+1).$$

Аналогично формулам (37) — (43) получаем

$$\Delta F = \frac{2kr(c+1)}{z+1} \left[E \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \psi + \frac{2\pi}{z} \right) - E \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \psi \right) \right];$$

$$F_0 = F_m + \Delta F; \quad V_k = F_0 H;$$

$$(V_{hk})_m = \frac{4z}{z+1} aeH \sin \frac{\pi}{z}.$$

$$\Delta F_{\max} = \frac{4kr(c+1)}{z+1} E \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{2z} \right);$$

$$\Delta F_{\max} = \frac{4kr(c+1)}{z+1} \left[E \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1} \right) - E \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \frac{\pi}{2z} \right) \right];$$

$$V_{hk} \approx \frac{4}{z+1} rH(a+k) \sin \frac{\pi}{z};$$

$$\epsilon_m = \frac{(V_{hk})_{m \max}}{(V_{hk})_{m \min}},$$

где

$$(V_{hk})_{m \max} = H \left[\pi e^2 - a^2 \left(\frac{\pi}{z} - \frac{1}{2} \sin \frac{2\pi}{z} \right) - M + \frac{2z}{z+1} ae \sin \frac{\pi}{z} \right];$$

$$(V_{hk})_{m \min} = H \left[\pi e^2 - a^2 \left(\frac{\pi}{z} - \frac{1}{2} \sin \frac{2\pi}{z} \right) - M - \frac{2z}{z+1} ae \sin \frac{\pi}{z} \right].$$

С увеличением z максимальная величина ϵ_m в гипотрохондных РПД возрастает.

Обработка контура рабочей полости

Среди технологических процессов изготовления деталей РПД процесс обработки контура рабочей полости относится к наиболее специфическим. Обработка контура в условиях серийного производства не представляет особых трудностей.

Рассмотрим обработку контура рабочей полости по схеме, которая обычно применяется в серийном производстве при обработке фасонных поверхностей и обеспечивает высокую производительность. Сначала методом обкатки шлифуют копир. Центр шлифовального круга движется по эпитрохонде. Контур копира представляет собой кривую, эквидистантную эпитрохонде и отстоящую от нее на радиус шлифовального круга β (рис. 80, а). Контур рабочей полости обрабатывается на копировально-шлифовальном станке.

По копиру движется ролик радиуса γ , расположенный concentрично со шлифовальным кругом радиуса τ , который шлифует контур (рис. 80, б).

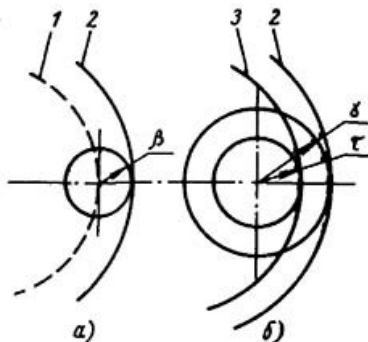


Рис. 80. Схема обработки контура рабочей полости:

а — изготовление копира; б — обработка контура рабочей полости; 1 — эпитрохоида; 2 — контур копира; 3 — контур рабочей полости

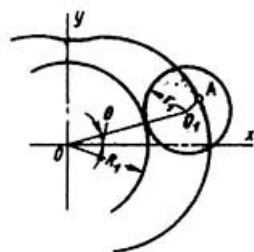


Рис. 81. Образование эпитрохонды внешним обкатыванием

Радиусы β , γ и τ должны быть связаны зависимостью

$$\beta + \tau - \gamma = k.$$

Радиус шлифовального круга τ ограничивается:

1) при $c < 3$ — условием прохождения шлифовального круга в наиболее узкой части контура

$$\tau < R \left(c - \frac{1}{3} \right) + k;$$

2) при $c > 3$ — минимальным значением радиуса кривизны контура

$$\tau < P_{\min},$$

где

$$P_{\min} = R \frac{(c + 1)^2}{c + 3} + k.$$

При $c = 3$ оба эти условия эквивалентны.

Если контур копира и движущийся по нему ролик выполнить конусными, то радиальную подачу шлифовального круга можно осуществлять перемещением ролика в осевом направлении.

Эпитрохоида может быть получена внешним обкатыванием двух окружностей. Это позволяет применить в обкатывающем устройстве для изготовления копира шестерни внешнего зацепления.

Рассмотрим эпитрохоиду, образованную движением точки A , лежащей внутри окружности радиуса r_1 с центром O_1 , которая катится без скольжения по неподвижной окружности радиуса R_1 с центром O (рис. 81).

Пусть $O_1A = br_1$.

Тогда уравнение эпитрохоиды примет вид

$$\left. \begin{aligned} x &= (R_1 + r_1) \cos \theta + br_1 \cos \frac{R_1 + r_1}{r_1} \theta \\ y &= (R_1 + r_1) \sin \theta + br_1 \sin \frac{R_1 + r_1}{r_1} \theta \end{aligned} \right\}$$

где θ — параметрический угол ($0 \leq \theta \leq 2\pi$).

Сравнивая это уравнение с уравнением (5) эпитрохоиды, полученной внутренним обкатыванием, и полагая $\theta = \psi$, видим, что оба уравнения совпадают, если приравнять коэффициенты:

$$R_1 + r_1 = Rc = a; \quad br_1 = \frac{R}{3} = e; \quad \frac{R_1 + r_1}{r_1} = 3;$$

отсюда

$$R_1 = \frac{2a}{3}; \quad r_1 = \frac{a}{3}; \quad b = \frac{1}{c}.$$

Таким образом, для образования эпитрохоиды при внешнем зацеплении шестерни должны иметь отношение радиусов 1:2, а не 2:3, как в случае внутреннего зацепления.

В устройстве для обработки копира нет необходимости сохранять планетарное движение малой шестерни. Обе шестерни могут вращаться вокруг неподвижных осей. Заготовка должна вращаться вместе с большой шестерней, а шлифовальный круг — вместе с малой, причем центр круга должен быть смещен относительно центра малой шестерни на величину эксцентриситета. Вращение шлифовального круга вокруг его оси осуществляется специальным приводом.

Путем некоторого усложнения рассмотренной схемы можно получить устройство, позволяющее методом обкатки шлифовать как эпитрохоиду, так и любую ее эквидистанту.

Прямая, соединяющая точку A , производящую эпитрохоиду, с точкой M касания шестерен (рис. 82), является нормалью эпитрохоиды. Это вытекает из того, что точка M служит мгновенным центром вращения для подвижной малой шестерни, и, следовательно, прямая, проходящая через точку M , является нормалью к траектории любой точки подвижной шестерни. Поэтому, если на прямой AM расположить центр O_2 шлифовального круга радиуса r , то круг будет шлифовать эпитрохоиду или ее эквидистанту. Для того чтобы обработать эпитрохоиду, центр круга должен быть расположен внутри эпитрохоиды на расстоянии r от точки A . Сдвигая центр круга O_2 по прямой AM в сторону точки A , можно получить внешние эквидистанты эпитрохоиды.

Радиальная подача круга может осуществляться также перемещением центра круга вдоль прямой AM . Радиус круга r ограничивается одним из приведенных выше условий.

Как и в предыдущей схеме, заготовка может оставаться неподвижной, тогда малая шестерня с установленным на ней шлифовальным кругом должна совершать планетарное движение вокруг неподвижной большой шестерни, или вращаться с большой шестерней, тогда малая шестерня должна вращаться вокруг неподвижной оси.

Рассмотренное устройство позволяет шлифовать контур рабочей полости непосредственно, без применения копира. Однако этот метод менее производительен, чем шлифование по копиру, и может применяться в мелкосерийном и единичном производствах.

Заменяя в описанных схемах шлифовальный круг многорезцовой головкой, получаем устройство, позволяющее производить методом обкатки расточку контура рабочей полости. Вследствие того, что центр головки находится на нормали к контуру, достигается постоянство углов резания. Это позволяет получить высокое качество обрабатываемой поверхности.

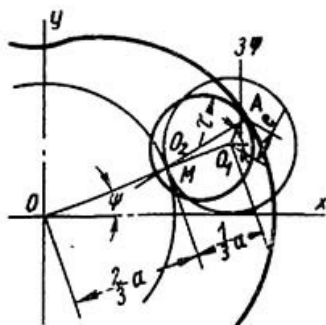


Рис. 82. Схема устройства для шлифования эпитрохоиды и ее эквидистант

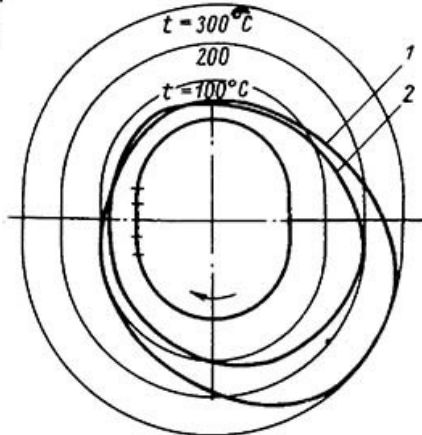


Рис. 83. Распределение температур по контуру рабочей полости РПД: 1 — чугунный корпус; 2 — алюминиевый корпус

Как уже указывалось, при работе РПД боковая стенка рабочей полости нагревается весьма неравномерно. Наиболее высокая температура наблюдается в области камеры сгорания и в начале стороны расширения, наиболее низкая — в области впускного окна и в начале стороны сжатия.

На рис. 83 изображено распределение температур по контуру рабочей полости РПД при чугунном и алюминиевом корпусах. Средняя величина деформации контура при указанных перепадах температур составляет 0,1—0,2 мм. Поэтому для сохранения правильной формы рабочей полости может возникнуть необходимость корригирования контура с учетом термических деформаций.

Обозначим

$$\Delta t_{\varphi} = t_{\varphi} - t_0,$$

где t_{φ} — рабочая температура данной точки контура;

t_0 — температура при обработке контура.

Тогда радиусы-векторы корригированного контура в «холодном» состоянии будут определяться формулой

$$\rho_{\kappa} = \rho_{\partial} (1 - \alpha \Delta t_{\varphi}),$$

где α — коэффициент линейного расширения материала корпуса.

Изготовление копира для корригированного контура связано с определенными трудностями. Некорригированный контур может быть обработан методом обкатки. Корригированный контур в «холодном» состоянии методом обкатки производиться не может.

В иностранной литературе было опубликовано следующее предложение по обработке копира для корригированного контура. В заготовке создается поле температур, подобное тому, какое образуется на контуре рабочей полости при работе двигателя. Коэффициент подобия определяется отношением коэффициентов линейного расширения материалов копира и корпуса РПД. Нагретую таким образом заготовку копира обрабатывают методом обкатки по некорригированному контуру. При остывании копира в нем образуется корригированный контур.

Практически применить такой способ весьма трудно, так как это связано с поддержанием в детали, установленной на станке, в течение времени обработки неравномерного поля температур.

Более реальным представляется изготовление копира для корригированного контура лекальным способом, несмотря на трудоемкость этой операции.

КИНЕМАТИКА РОТОПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Отношение угловых скоростей ротора и эксцентрикового вала

Рассмотрим связанную с ротором шестерню внутреннего зацепления радиуса R с центром O_1 , которая обкатывает неподвижную шестерню радиуса r с центром O , расположенную внутри нее. Первая шестерня связана поводком (эксцентриком) с валом, ось которого проходит через центр неподвижной шестерни. Длина поводка $OO_1 = e = R - r$ (рис. 84).

Обозначим угловую скорость вращения большой шестерни вокруг ее центра O_1 через ω_1 , а угловую скорость вращения эксцентрикового вала — через ω_2 , и пусть B — точка контакта обеих шестерен.

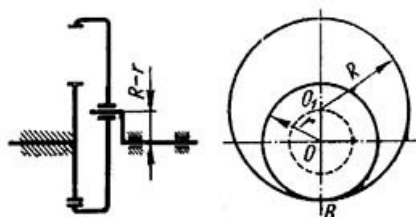


Рис. 84. К определению отношения угловых скоростей ротора и эксцентрикового вала

Скорость точки B большой шестерни складывается из линейной скорости ее центра O_1 , равной $\omega_2 e$, и линейной скорости вращения вокруг этого центра, равной $\omega_1 R$. Эти скорости направлены в противоположные стороны и имеют поэтому различные знаки. Но поскольку точка B является точкой контакта большой шестерни с неподвижной малой, скорость этой точки равна нулю.

Следовательно,

$$\omega_2 e - \omega_1 R = 0;$$

отсюда

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1}{3}. \quad (52)$$

Скорость вершин ротора

Для определения компонентов скорости вершины ротора надо продифференцировать уравнение (5) по времени t :

$$\left. \begin{aligned} v_x &= -\omega_1 R (\sin 3\psi + c \sin \psi) \\ v_y &= \omega_1 R (\cos 3\psi + c \cos \psi) \end{aligned} \right\} \quad (53)$$

где

$$\omega_1 = \frac{d\psi}{dt}.$$

Абсолютная величина скорости

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} = \omega_1 R \sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}. \quad (54)$$

Скорость v изменяется в пределах

$$\begin{aligned} \text{от } v &= \omega_1 R(c-1) \text{ при } \rho = \rho_{\min} \\ \text{до } v &= \omega_1 R(c+1) \text{ при } \rho = \rho_{\max}. \end{aligned}$$

На рис. 85 приведены графики безразмерной величины $\frac{v}{\omega_1 R}$

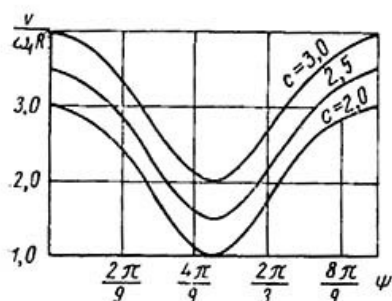


Рис. 85. Зависимость безразмерной скорости вершин ротора $\frac{v}{\omega_1 R}$ от угла поворота ротора

для трех значений c .

Средняя скорость вершины ротора

$$\begin{aligned} v_{cp} &= \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} v(\psi) d\psi = \frac{2}{\pi} \omega_1 R \times \\ &\times \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi} d\psi. \quad (55) \end{aligned}$$

Несложными преобразованиями (см. приложение 2, п. 5) это выражение приводится к виду

$$v_{cp} = \frac{2}{\pi} \omega_1 R (c+1) E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}\right). \quad (56)$$

Проще выражение для средней квадратичной скорости:

$$v_{cp, кв} = \left[\frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} v^2(\psi) d\psi \right]^{\frac{1}{2}} = \omega_1 R \sqrt{1 + c^2}. \quad (57)$$

Средняя квадратичная скорость, как видно из табл. 9, сравнительно мало отличается от средней скорости.

Таблица 9

Значения средней скорости вершин ротора при различных величинах параметра c

c	1,00	1,50	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00	3,50	4,00
$\frac{1}{\omega_1 R} v_{cp}$	1,273	1,671	2,128	2,363	2,601	2,842	3,084	3,572	4,068
$\frac{1}{\omega_1 R} v_{cp, кв}$	1,414	1,803	2,236	2,463	2,693	2,927	3,162	3,640	4,123
$\frac{1}{\omega_1 R} \frac{v_{cp, кв} - v_{cp}}{v_{cp}}$	0,110	0,079	0,051	0,042	0,035	0,030	0,025	0,019	0,014
$\frac{1}{\omega_1 R} \frac{v_{cp} - v_{cp, ap}}{v_{cp}}$	0,214	0,102	0,060	0,048	0,039	0,032	0,027	0,020	0,017

Немногом бо́льшая ошибка получается, если находить среднюю скорость как среднее арифметическое максимальной и минимальной скоростей:

$$v_{cp, ap} = \frac{V_{max} + V_{min}}{2} = \omega_1 R c. \quad (58)$$

Относительные величины этой ошибки приведены в табл. 9.

Ускорение вершин ротора

Компоненты ускорения вершины ротора найдем, дифференцируя по времени уравнение (53):

$$\left. \begin{aligned} \omega_x &= -\omega_1^2 R (3 \cos 3\psi + c \cos \psi) \\ \omega_y &= -\omega_1^2 R (3 \sin 3\psi + c \sin \psi) \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

Абсолютная величина ускорения

$$\omega = \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2} = \omega_1^2 R \sqrt{9 + c^2 + 6c \cos 2\psi}. \quad (60)$$

Ускорение ω изменяется в пределах

$$\begin{aligned} \text{от } \omega &= \omega_1^2 R |c - 3| \text{ при } \rho = \rho_{min} \\ \text{до } \omega &= \omega_1^2 R (c + 3) \text{ при } \rho = \rho_{max}. \end{aligned}$$

На рис. 86 приведены графики безразмерной величины $\frac{\omega}{\omega_1^2 R}$ для трех значений c .

Среднее ускорение вершины ротора

$$\omega_{cp} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \omega(\psi) d\psi = \frac{2}{\pi} \omega_1^2 R \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{9 + c^2 + 6c \cos 2\psi} d\psi. \quad (61)$$

Это выражение может быть приведено к виду

$$\omega_{cp} = \frac{2}{\pi} \omega_1^2 R (c+3) E\left(\frac{2\sqrt{3c}}{c+3}\right) \quad (62)$$

(см. приложение 2, п. 8).

Среднее квадратичное ускорение

$$\omega_{cp, кв} = \left[\frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \omega^2(\psi) d\psi \right]^{\frac{1}{2}} = \omega_1^2 R \sqrt{9 + c^2}. \quad (63)$$

Разложим ускорение ω на две составляющие ω_n и ω_t , направленные по нормали и по касательной к теоретическому контуру рабочей полости.

Нормальное ускорение можно записать в виде

$$\omega_n = -\frac{(\vec{\omega} \vec{n})}{|n|} = -\frac{\omega_x n_x + \omega_y n_y}{|n|},$$

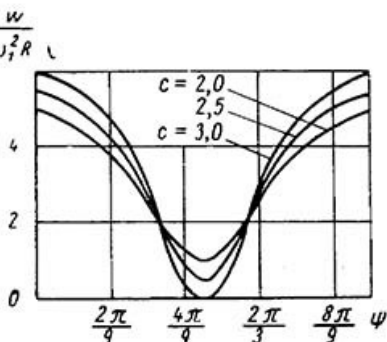
где $\vec{n}$ — вектор, направленный по внешней нормали к контуру;

$|n|$ — модуль этого вектора.

Учитывая выражения (20) и (21), получаем

$$\omega_n = \omega_1^2 R \frac{3 + c^2 + 4c \cos 2\psi}{\sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}}. \quad (64)$$

Рис. 86. Зависимость безразмерного ускорения вершин ротора $\frac{\omega}{\omega_1^2 R}$ от угла поворота ротора



Нормальное ускорение ω_n изменяется в пределах от $\omega_n = \omega_1^2 R (c-3)$ до $\omega_n = \omega_1^2 R (c+3)$.

Тангенциальное ускорение

$$\omega_t = \frac{(\vec{\omega} \vec{\tau})}{|\tau|} = \frac{\omega_x \tau_x + \omega_y \tau_y}{|\tau|},$$

где $\vec{\tau}$ — вектор, касательный к контуру;
 $|\tau|$ — модуль этого вектора.

Принимая во внимание формулу (19) и то, что $|\tau| = |n|$, имеем

$$\omega_t = -\omega_1^2 R \frac{2c \sin 2\psi}{\sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi}}. \quad (65)$$

Сравнивая это выражение с равенством (22), видим, что

$$\omega_t = -2\omega_1^2 R c \sin \delta.$$

Из уравнения (24) следует, что

$$-\frac{1}{c} \leq \sin \delta \leq \frac{1}{c}.$$

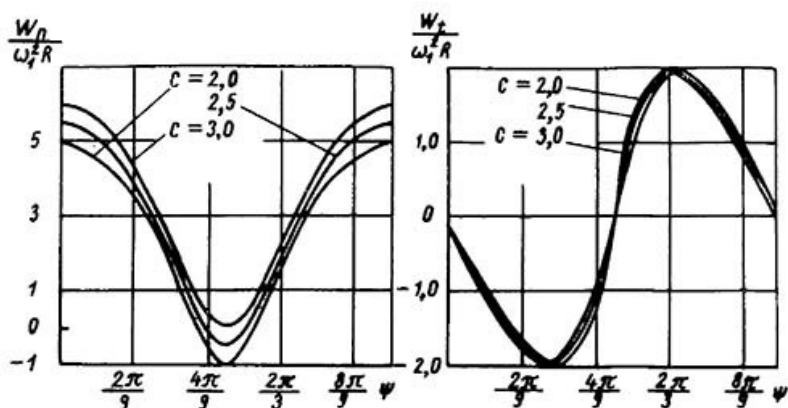


Рис. 87. Зависимость безразмерных нормального и тангенциального ускорений вершин ротора $\frac{w_n}{\omega_1^2 R}$ и $\frac{w_t}{\omega_1^2 R}$ от угла поворота ротора

Таким образом, тангенциальное ускорение ограничено пределами, не зависящими от c :

$$-2\omega_1^2 R \leq \omega_t \leq 2\omega_1^2 R.$$

Графики безразмерных величин $\frac{w_n}{\omega_1^2 R}$ и $\frac{w_t}{\omega_1^2 R}$ при трех значениях c с приведены на рис. 87.

Траектория, скорость и ускорение любой точки ротора

Пусть B — произвольная точка ротора, расположенная вне окружности радиуса R (рис. 88).

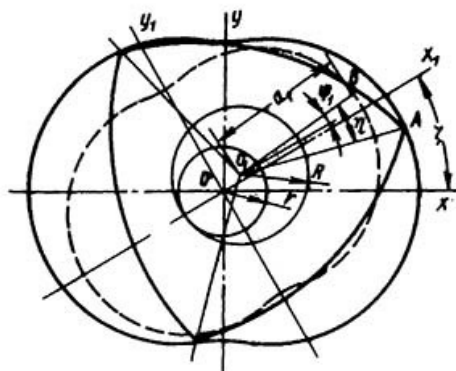
При вращении ротора точка B описывает эпитрохоиду, уравнение которой аналогично уравнению теоретического контура рабочей полости:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= R \left(\frac{1}{3} \cos 3\psi_1 + c_1 \cos \psi_1 \right) \\ y_1 &= R \left(\frac{1}{3} \sin 3\psi_1 + c_1 \sin \psi_1 \right) \end{aligned} \right\} \quad (66)$$

где

$$c_1 = \frac{a_1}{R} \quad (c_1 > 1); \quad a_1 = O_1 B.$$

Угол поворота системы координат x_1, y_1 относительно системы x, y



$$\zeta = \frac{R}{r} \eta = \frac{3}{2} \eta, \quad (67)$$

где η — угол между биссектрисой угла при вершине ротора и прямой $O_1 B$ ($-\frac{\pi}{3} \leq \eta \leq \frac{\pi}{3}$).

Скорость и ускорение точки B в системе координат x_1, y_1 определяются формулами, аналогичными формулам для скорости и ускорения вершин ротора:

Рис. 88. К определению кинематических параметров произвольной точки ротора

$$v_1 = \omega_1 R \sqrt{1 + c_1^2 + 2c_1 \cos 2\psi_1}; \quad (68)$$

$$\omega_1 = \omega_1^2 R \sqrt{9 + c_1^2 + 6c_1 \cos 2\psi_1}; \quad (69)$$

$$\omega_{n1} = \omega_1^2 R \frac{3 + c_1^2 + 4c_1 \cos 2\psi_1}{\sqrt{1 + c_1^2 + 2c_1 \cos 2\psi_1}}; \quad (70)$$

$$\omega_{t1} = -\omega_1^2 R \frac{2c_1 \sin 2\psi_1}{\sqrt{1 + c_1^2 + 2c_1 \cos 2\psi_1}}. \quad (71)$$

Эпи- и гипотрохонидные РПД с z-угольным ротором

Ниже даны кинематические формулы для РПД с z-угольным ротором. Рассмотрим сначала эпитрохонидные схемы [см. формулы (52)–(55)]

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1}{z};$$

$$\left. \begin{aligned} v_x &= -\omega_1 R (\sin z\psi + c \sin \psi) \\ v_y &= \omega_1 R (\cos z\psi + c \cos \psi) \end{aligned} \right\}$$

$$v = \omega_1 R \sqrt{1 + c^2 + 2c \cos (z-1)\psi}$$

$$\omega_1 R (c-1) \leq v \leq \omega_1 R (c+1);$$

$$v_{cp} = \frac{z-1}{\pi} \omega_1 R \int_0^{\frac{\pi}{z-1}} \sqrt{1 + c^2 + 2c \cos (z-1)\psi} d\psi.$$

Покажем, что средняя скорость вершины ротора не зависит от z:

$$\sqrt{1 + c^2 + 2c \cos (z-1)\psi} = (c+1) \sqrt{1 - \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}\right)^2 \sin^2 \frac{z-1}{2}\psi}.$$

Применим подстановку $\frac{z-1}{2}\psi = x$.

Тогда $\psi = \frac{2}{z-1}x$; $d\psi = \frac{2}{z-1}dx$;

при $\psi=0$ $x=0$;

при $\psi = \frac{\pi}{z-1}$ $x = \frac{\pi}{2}$.

Получаем

$$\begin{aligned} v_{cp} &= \frac{z-1}{\pi} \omega_1 R \int_0^{\frac{\pi}{z-1}} \sqrt{1 + c^2 + 2c \cos (z-1)\psi} d\psi = \\ &= \frac{z-1}{\pi} \omega_1 R (c+1) \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}\right)^2 \sin^2 \frac{z-1}{2}\psi} d\psi = \\ &= \frac{2}{\pi} \omega_1 R (c+1) \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}\right)^2 \sin^2 x} dx. \end{aligned}$$

Таким образом

$$v_{cp} = \frac{2}{\pi} \omega_1 R (c+1) E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}\right).$$

По аналогии с формулами (56)–(60), (63)–(65) имеем

$$v_{cp, \kappa\theta} = \omega_1 R \sqrt{1+c^2}; \quad v_{cp, ap} = \omega_1 R c.$$

$$\left. \begin{aligned} w_x &= -\omega_1^2 R (z \cos z\psi + c \cos \psi) \\ w_y &= -\omega_1^2 R (z \sin z\psi + c \sin \psi) \end{aligned} \right\}$$

$$w = \omega_1^2 R \sqrt{z^2 + c^2 + 2zc \cos(z-1)\psi};$$

$$\omega_1^2 R |c-z| \leq w \leq \omega_1^2 R (z+3);$$

$$w_{cp, \kappa\theta} = \omega_1^2 R \sqrt{z^2 + c^2};$$

$$w_n = \omega_1^2 R \frac{z + c^2 + (z+1)c \cos(z-1)\psi}{\sqrt{1+c^2+2c \cos(z-1)\psi}}$$

$$\omega_1^2 R (c-z) \leq w_n \leq \omega_1^2 R (c+z);$$

$$w_t = -\omega_1^2 R \frac{(z-1)c \sin(z-1)\psi}{\sqrt{1+c^2+2c \cos(z-1)\psi}};$$

$$-(z-1)\omega_1^2 R \leq w_t \leq (z-1)\omega_1^2 R.$$

Рассмотрим гипотрохонидные схемы [см. формулы (52)–(55)]:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{1}{z};$$

$$\left. \begin{aligned} v_x &= -\omega_1 r (\sin z\psi + c \sin \psi) \\ v_y &= \omega_1 r (-\cos z\psi + c \cos \psi) \end{aligned} \right\}$$

$$v = \omega_1 r \sqrt{1+c^2-2c \cos(z+1)\psi}$$

$$\omega_1 r (c-1) \leq v \leq \omega_1 r (c+1);$$

$$v_{cp} = \frac{z+1}{\pi} \omega_1 r \int_0^{\pi} \sqrt{1+c^2-2c \cos(z+1)\psi} d\psi.$$

Аналогично тому, как это было сделано для эпитрохонидных схем, можно показать, что для гипотрохонидных схем средняя скорость вершины ротора также не зависит от z .

Далее по аналогии с формулами (56)–(60), (63)–(65) имеем

$$\begin{aligned}v_{cp} &= \frac{2}{\pi} \omega_1 r (c+1) E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}\right); \\v_{cp, \kappa\theta} &= \omega_1 r \sqrt{1+c^2}; \\v_{cp, ap} &= \omega_1 r c; \\\left. \begin{aligned}\omega_x &= -\omega_1^2 r (z \cos z\psi + c \cos \psi) \\ \omega_y &= \omega_1^2 r (z \sin z\psi - c \sin \psi)\end{aligned} \right\} \\\omega &= \omega_1^2 r \sqrt{z^2 + c^2 - 2zc \cos(z+1)\psi} \\\omega_1^2 r |c-z| &\leq \omega \leq \omega_1^2 r (c+z); \\\omega_{cp, \kappa\theta} &= \omega_1^2 r \sqrt{z^2 + c^2}; \\\omega_n &= \omega_1^2 r \frac{-z + c^2 + (z-1)c \cos(z+1)\psi}{\sqrt{1+c^2-2zc \cos(z+1)\psi}} \\\omega_1^2 r (c-z) &\leq \omega_n \leq \omega_1^2 r (c+z); \\\omega_l &= -\omega_1^2 r \frac{(z+1)c \sin(z+1)\psi}{\sqrt{1+c^2-2zc \cos(z+1)\psi}}; \\-(z+1)\omega_1^2 r &\leq \omega_l \leq (z+1)\omega_1^2 r.\end{aligned}$$

Сравнение эпи- и гипотрохонидных РПД

Сравним два четырехтактных РПД, выполненных по эпитрохонидной и гипотрохонидной схемам с внутренней огибающей. Это сравнение может быть распространено на РПД с любым количеством тактов.

Число тактов эпитрохонидного двигателя определяется формулой $j_3 = 2(z_3 - 1)$, гипотрохонидного — формулой $j_2 = 2(z_2 + 1)$. При $j = 4$ $z_3 = 3$, $z_2 = 1$. Но двигатель с $z = 1$ неосуществим, поэтому полагаем $z_2 = 3$, тогда $j_2 = 8 = 4 \cdot 2$, т. е. получаем двигатель, в котором за один оборот ротора в каждой камере совершаются два четырехтактных цикла.

Таким образом $z_3 = z_2 = 3$. Пусть $e_3 = e_2$, $a_3 = a_2$ и $H_3 = H_2$.

Тогда габаритные размеры обоих РПД, определяемые размерами $a + e$ и H , будут одинаковы.

Рабочий объем камеры эпитрохонидного двигателя

$$(V_{hk})_{m3} = \frac{4z}{z-1} aeH \sin \frac{\pi}{z} = 6 \frac{\sqrt{3}}{2} aeH,$$

гипотрохонидного двигателя

$$(V_{hk})_{m2} = \frac{4z}{z+1} aeH \sin \frac{\pi}{z} = 3 \frac{\sqrt{3}}{2} aeH.$$

Следовательно, $(V_{hk})_{m3} = 2(V_{hk})_{m2}$.

Полагая $\omega_{1,3} = \omega_{1,2}$, видим, что при прочих равных условиях мощность обоих двигателей одинакова, так как при вдвое меньшем рабочем объеме в гипотрохонидном РПД происходит вдвое больше рабочих тактов. Благодаря этому гипотрохонидный двигатель работает более равномерно.

Скорости вершин ротора в эпитрохондном и гипотрохондном двигателях одинаковы.

Рассмотрим условия работы подшипника ротора в обоих двигателях. Угловые скорости эксцентриковых палов ω_2 в обоих случаях втрое превышают угловую скорость роторов ω_1 , но в эпитрохондном РПД ω_1 и ω_2 имеют одинаковые знаки, а в гипотрохондном РПД — противоположные. В эпитрохондном двигателе относительная угловая скорость в подшипнике ротора $\omega_{отн.э} = \frac{z-1}{2} \omega_2 = \frac{2}{3} \omega_2$, а в гипотрохондном двигателе $\omega_{отн.г} = \frac{z+1}{z} \omega_2 = \frac{4}{3} \omega_2$.

Таким образом, относительная скорость в подшипнике ротора в эпитрохондном РПД вдвое меньше, чем в гипотрохондном. В связи с тем, что подшипник ротора работает в чрезвычайно напряженных условиях, это преимущество эпитрохондного РПД весьма существенно.

ДИНАМИКА РОТОПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Силы, действующие на ротор. Крутящий момент

Каждая из трех граней ротора нагружена силой давления газов:

$$p_{i,газ} = \sqrt{3} a H p_{i\psi}, \quad (72)$$

где $p_{i\psi}$ — давление в данной камере, соответствующее углу поворота ротора ($i=1, 2, 3$).

Линия действия силы $p_{i,газ}$ проходит через центр ротора.

Равнодействующая этих сил

$$\vec{P} = \vec{p}_{1,газ} + \vec{p}_{2,газ} + \vec{p}_{3,газ} \quad (73)$$

приложена к центру ротора и создает крутящий момент двигателя:

$$M_{кр} = [\vec{OO}_1 \times \vec{P}] = [\vec{e} \times \vec{P}]. \quad (74)$$

Центробежная сила инерции ротора

$$Q = m_1 e \omega_2^2, \quad (75)$$

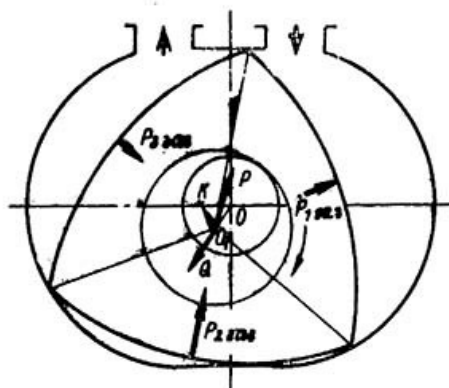


Рис. 89. Силы, действующие на ротор

где m_1 — масса ротора, включая массу элементов уплотнений и массу масла, заполняющего внутреннюю полость ротора.

Эта сила направлена по прямой OO_1 и приложена к центру ротора (рис. 89).

Равнодействующая сил P и Q

$$\vec{K} = \vec{P} + \vec{Q} \quad (76)$$

является силой, нагружающей подшипник ротора.

Подшипники эксцентрикового вала нагружены силой P .

Уравновешивание РПД

В РПД возникает неуравновешенная центробежная сила

$$J = m_2 e \omega_2^2, \quad (77)$$

где $m_2 = m_1 + m_3$;

m_3 — масса эксцентрика.

Эта сила может быть уравновешена двумя противовесами, расположенными на эксцентриковом валу по обе стороны ротора.

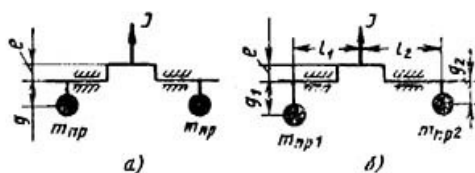


Рис. 90. К уравновешиванию РПД

Если оба противовеса одинаковы и расположены на равных расстояниях от ротора, то масса их определяется из равенства

$$m_{пр} = \frac{m_2 e}{2g}, \quad (78)$$

где $m_{пр}$ — масса одного противовеса;

g — расстояние от центра тяжести противовеса до оси эксцентрикового вала (рис. 90, а).

Если же противовесы имеют различные массы и расположены на неодинаковых расстояниях от ротора, они рассчитываются по формулам

$$\left. \begin{aligned} m_{пр1} &= m_2 \frac{e}{g_1} \cdot \frac{l_2}{l_1 + l_2}; \\ m_{пр2} &= m_2 \frac{e}{g_2} \cdot \frac{l_1}{l_1 + l_2}, \end{aligned} \right\} \quad (79)$$

где l_1 и l_2 — расстояния от центров тяжести противовесов до оси ротора;

g_1 и g_2 — расстояния от центров тяжести противовесов до оси эксцентрикового вала (рис. 90, б).

Силы инерции пластин радиальных уплотнений

Для определения сил инерции пластин радиальных уплотнений необходимо найти проекции вектора ускорения на ось пластины, совпадающую с биссектрисой угла при вершине ротора, и на нормаль к оси.

Единичный вектор, направленный по биссектрисе угла ротора от его центра,

$$\vec{L}^0 \{ \cos \psi, \sin \psi \}.$$

Единичный вектор, направленный по нормали к биссектрисе,

$$\vec{N}^0 \{ -\sin \psi, \cos \psi \}.$$

Проекция вектора ускорения на биссектрису угла ротора

$$\omega_L = -(\vec{\omega} \vec{L}^0) = -\omega_x L_x^0 - \omega_y L_y^0$$

или

$$\omega_L = \omega_1^2 R (c + 3 \cos 2\psi). \quad (80)$$

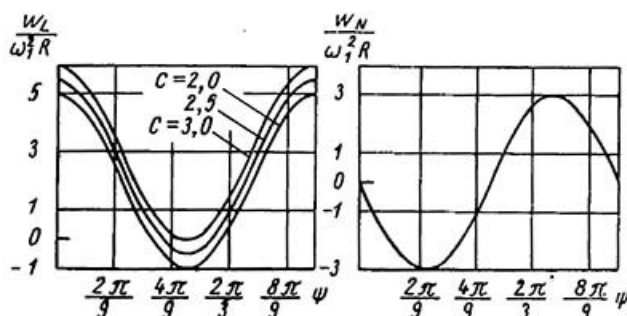


Рис. 91. Зависимость безразмерных составляющих ускорения $\frac{\omega_L}{\omega_1^2 R}$ и $\frac{\omega_N}{\omega_1^2 R}$ от угла поворота ротора

Величина ω_L изменяется в тех же пределах, что и нормальное ускорение, выраженное уравнением (64). При $c \geq 3$ знак ω_L не меняется. Если $c < 3$, знак ω_L меняется при

$$\psi = \frac{1}{2} \arccos \left(-\frac{c}{3} \right).$$

Проекция вектора ускорения на нормаль к биссектрисе

$$\omega_N = (\vec{\omega} \vec{N}^0) = \omega_x N_x^0 + \omega_y N_y^0$$

или

$$\omega_N = -3\omega_1^2 R \sin 2\psi. \quad (81)$$

Величина ω_N ограничена пределами

$$-3\omega_1^2 R \leq \omega_N \leq 3\omega_1^2 R.$$

Графики безразмерных величин $\frac{\omega_L}{\omega_1^2 R}$ и $\frac{\omega_N}{\omega_1^2 R}$ приведены на рис. 91.

Сила инерции пластины, направленная по ее оси,

$$J_L = -m_{n\lambda} \omega_{L1}, \quad (82)$$

где $m_{n\lambda}$ — масса пластины;

$$\omega_{L1} = \omega_1^2 R (c_1 + 3 \cos 2\psi); \quad c_1 = \frac{a_1}{R},$$

где a_1 — расстояние от центра ротора до центра тяжести пластины.

Сила инерции пластины, направленная перпендикулярно ее оси,

$$J_N = -m_{n\lambda} \omega_N. \quad (83)$$

Многороторные РПД

В многороторных РПД несколько роторов связано с общим эксцентриковым валом, имеющим соответствующее число эксцентриков. Равномерное чередование вспышек обеспечивается взаимным расположением эксцентриков или рабочих полостей.

В некоторых многороторных РПД центробежные силы инерции, выраженные уравнением (77), создают момент

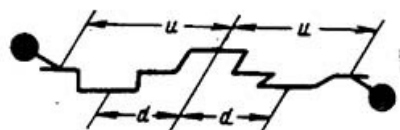


Рис. 92. Схема эксцентрикового вала многороторного РПД

$$M_J = A_i m_2 e d, \quad (84)$$

где A_i — коэффициент, зависящий от числа роторов и расположения эксцентриков (i — индекс, соответствующий числу роторов);

d — расстояние между серединами рабочих полостей (рис. 92).

Этот момент уравновешивается двумя противовесами, расположенными на концах эксцентрикового вала.

Если оба противовеса одинаковы и расположены на равных расстояниях от середины двигателя, то масса каждого из них

$$m_{np} = \frac{A_i m_2}{2} \cdot \frac{ed}{gu}, \quad (85)$$

где u — расстояние от центра тяжести противовеса до середины двигателя.

Рассмотрим схемы РПД с различными числами роторов.

В двухроторном РПД вспышки следуют через 180° поворота эксцентрикового вала. Этот РПД может выполняться по двум схемам.

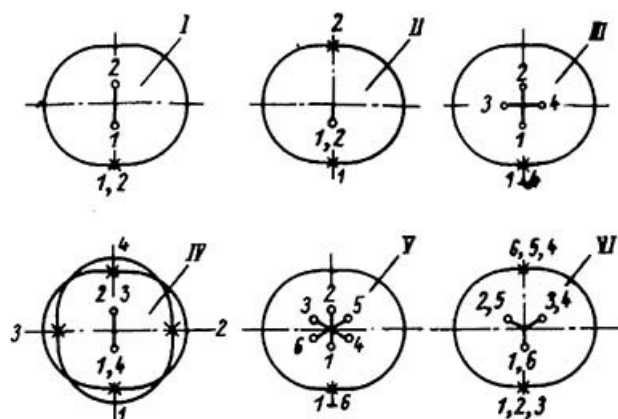


Рис. 93. Схемы расположения эксцентриков и рабочих полостей в многороторных РПД:

I и *II* — двухроторные; *III* и *IV* — четырехроторные; *V* и *VI* — шестироторные; 1–6 — рабочие полости и соответствующие им эксцентрики (знаком $\times$ обозначено положение камер сгорания рабочих полостей)

В схеме *I* эксцентрики развернуты на 180° , а рабочие полости не смещены. В двигателе возникает момент центробежных сил, величина которого может быть определена по формуле (84), причем для данной схемы $A_2 = 1$.

В схеме *II* эксцентрики не смещены, а рабочие полости повернуты на 180° относительно друг друга. В двигателе действует центробежная сила, равная удвоенной силе однороторного РПД. Схема конструктивно неудобна, однако уравнивание может быть достигнуто одним противовесом, расположенным между роторами. Масса противовеса

$$m_{np} = 2m_2 \frac{e}{g},$$

больше, чем масса обоих противовесов в схеме *I*.

В трехроторном РПД вспышки чередуются через 120° поворота эксцентрикового вала. Эксцентрики расположены также под углами 120° друг к другу. Рабочие полости не смещены. В двигателе возникает момент центробежных сил. Для трехро-

торного РПД $A_3 = \sqrt{3}$. Противовесы должны быть расположены перпендикулярно к плоскости, проходящей через ось вала и центр среднего эксцентрика (рис. 92).

В четырехроторном РПД вспышки следуют через 90° поворота эксцентрикового вала. Возможны несколько схем четырехроторных РПД.

В схеме III эксцентрики развернуты на 90° таким образом, что центры передней и задней пар эксцентриков лежат в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях, проходящих через ось вала (крестообразный вал). Рабочие полости не смещены. Порядок вспышки 1—3—2—4 или 1—4—2—3. В двигателе действует момент центробежных сил. Для данной схемы $A_4 = \sqrt{2}$. Противовесы должны быть расположены в плоскости, составляющей угол 45° с плоскостями, проходящими через центры эксцентриков.

Может применяться другой вариант крестообразного вала, в котором эксцентрики расположены так, что во взаимно-перпендикулярных плоскостях лежат центры крайних и средних эксцентриков. Порядок вспышек 1—2—4—3 или 1—3—4—2. Для этой схемы $A_4 = \sqrt{10}$. Противовесы должны находиться в плоскости, наклоненной под углом $18^\circ 26'$ к плоскости, проходящей через центры крайних эксцентриков.

В схеме IV эксцентрики развернуты на 180° , а их центры лежат в одной плоскости, проходящей через ось вала, причем центры крайних эксцентриков находятся по одну сторону этой оси, а центры средних эксцентриков — по другую сторону (плоский вал). Центробежные силы и моменты полностью уравниваются.

Для получения равномерного чередования вспышек рабочие полости в этой схеме должны быть повернуты на 90° по отношению друг к другу. Порядок вспышек определяется взаимным расположением рабочих полостей. Конструктивно схема представляет большие неудобства.

Более приемлемым является другой вариант схемы четырехроторного РПД с плоским валом. В этой схеме рабочие полости разделены на две группы (1—2 и 3—4), которые повернуты на 90° относительно друг друга. Порядок вспышек 1—3—2—4 или 1—4—2—3.

В пятироторном РПД вспышки происходят через 72° поворота эксцентрикового вала. На такой же угол развернуты эксцентрики. Рабочие полости не смещены. В двигателе возникает момент центробежных сил, который, как и порядок вспышек, зависит от взаимного расположения эксцентриков.

В шестироторном РПД вспышки следуют через 60° поворота эксцентрикового вала. Рассмотрим две схемы шестироторных РПД.

В схеме V эксцентрики расположены под углами 60° . Рабочие полости не смещены. При определенных чередованиях вспышек (1—4—5—2—3—6 или 1—5—3—4—2—6) центробежные силы и моменты полностью уравниваются.

В схеме VI центры эксцентриков расположены в трех плоскостях, проходящих через ось вала и наклоненных под углами 120° друг к другу, причем центры первого и шестого эксцентриков лежат в одной плоскости, второго и пятого — в другой, третьего и четвертого — в третьей. Центробежные силы и моменты полностью уравниваются.

Рабочие полости разделены на две группы, внутри которых рабочие полости не смещены. Группы развернуты на 180° (схема VI) или 60° . Порядок вспышек может быть различным, например 1—5—3—6—2—4.

Результирующий крутящий момент в многороторных двигателях определяется суммированием моментов всех роторов с учетом сдвига по фазе.

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТОПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Геометрия РПД полностью определяется четырьмя величинами: эксцентricитетом e (или радиусом одной из шестерен $R=3e$ или $r=2e$), параметром c (или производящим радиусом a), высотой рабочей полости H и расстоянием между теоретическим и действительным контурами рабочей полости k .

Рабочий объем РПД, как видно из формулы (42), зависит от всех четырех величин, и, следовательно, при заданном рабочем объеме эти величины не могут выбираться независимо друг от друга. Поэтому правильный подбор геометрических параметров РПД более труден, чем для поршневого двигателя, где из четырех величин, определяющих в общем случае геометрию механизма (диаметр цилиндра, ход поршня, длина шатуна и дезаксиал), только две величины (диаметр цилиндра и ход поршня) связаны с рабочим объемом и свобода выбора гораздо больше.

В первую очередь остановимся на выборе параметра формы c , от которого зависят основные геометрические и кинематические соотношения в РПД и который в значительной степени определяет радиальный габарит двигателя. Наименьшее значение параметра c , вследствие необходимости размещения в роторе шестерни, газовых и масляных уплотнений, оказывается больше теоретического минимума 1,67 и превышает 2. От величины c зависит максимальная степень сжатия, достижимая в двигателе. Этот фактор является решающим при выборе c в РПД с воспламенением от сжатия, но в бензиновых РПД он не влияет на выбор c , так как недостаточная степень сжатия обеспечивается при любых значениях этого параметра.

Величина c определяет максимальное значение угла δ откло-

нения пластин радиальных уплотнений от нормали к контуру рабочей полости. Зависимость $\delta_{\max}$ от c выражается формулой (24). С увеличением c величина $\delta_{\max}$ уменьшается, что сопровождается повышением износа пластин.

Большое значение имеет влияние c на величину и знак составляющей ускорения ω_L , направленной по пластине радиального уплотнения. Из формулы (80) видно, что величина ω_L изменяется от $\omega_{L \max} = \omega_1 R(c+3)$ до $\omega_{L \min} = \omega_1 R(c-3)$. Будем считать, для простоты, что центр тяжести пластин радиальных уплотнений лежит на теоретическом контуре рабочей полости. При $c \geq 3$ знак перед ω_L не меняется и сила инерции постоянно прижимает пластину к боковой стенке рабочей полости. Усилие экспандера должно обеспечивать лишь незначительное поджатие пластин при пуске двигателя, когда число оборотов невелико и сила инерции может оказаться недостаточной. Если $c < 3$, знак перед ω_L меняется, и на вогнутых участках контура рабочей полости сила инерции отжимает пластину к центру ротора. Эта сила должна компенсироваться усилием F_s , развиваемым экспандером и прижимающим пластину уплотнения к боковой стенке:

$$F_s = -m_{n,l} |\omega_{L \min}| \quad (86)$$

[см. формулу (82)].

В интервале значений c $3 \geq c \geq c_{\min}$ сумма

$$\omega_{L \max} + |\omega_{L \min}| = 6\omega_1 R \quad (87)$$

постоянна и не зависит от c .

Следовательно, максимальная нагрузка $P_{\max}$, прижимающая пластину к боковой стенке, также не зависит от c :

$$P_{\max} = J_{L \max} + F_s = -m_{n,l} (\omega_{L \max} + |\omega_{L \min}|) = -6\omega_1 R m_{n,l}, \quad (88)$$

где $J_{L \max}$ — максимальная сила инерции пластины, направленная по ее оси.

Последнее утверждение справедливо лишь для максимального числа оборотов РПД. При меньшем числе оборотов величина J_L уменьшается, а усилие экспандера F_s , рассчитанное по максимальному числу оборотов, остается постоянным. С уменьшением c величина $|\omega_{L \min}|$, а следовательно, и F_s возрастает. Поэтому при переменном числе оборотов среднее усилие, прижимающее пластину к боковой стенке рабочей полости, с уменьшением c несколько повышается.

Влияние величины c на другие параметры РПД рассмотрим одновременно с исследованием влияния отношения $\frac{H}{e}$.

Вопрос о выборе отношения высоты рабочей полости к эксцентрицитету также имеет большое значение. В известной мере

он аналогичен вопросу о выборе отношения хода поршня к диаметру цилиндра в поршневом двигателе.

1. Исследование влияния отношения $\frac{H}{e}$ и параметра c на скорость вершин ротора.

Средняя скорость вершины ротора определяется формулой (56):

$$v_{cp} = \frac{2}{\pi} \omega_1 R (c+1) E\left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}\right) = \omega_1 R f(c).$$

Значения $f(c)$ при различных величинах c приведены в табл. 9.

Имеем

$$(V_{hk})_m = \sqrt[3]{3} a R H = 1,732 c R^3 \frac{H}{3e} = 0,577 c R^3 \frac{H}{e}.$$

Отсюда

$$R = \sqrt[3]{\frac{(V_{hk})_m}{0,577 c \frac{H}{e}}}.$$

Тогда

$$\frac{1}{\omega_1} v_{cp} = \sqrt[3]{\frac{(V_{hk})_m}{\frac{H}{e}}} \frac{f(c)}{\sqrt[3]{0,577 c}}$$

или

$$\frac{1}{\omega_1} \cdot \frac{v_{cp}}{\sqrt[3]{(V_{hk})_m}} = \frac{f(c)}{\sqrt[3]{0,577 c}} \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{\frac{H}{e}}}.$$

Зависимость безразмерной величины $\frac{1}{\omega_1} \cdot \frac{v_{cp}}{\sqrt[3]{(V_{hk})_m}}$ от отношения $\frac{H}{e}$ при различных значениях c показана на рис. 94, а. На рис. 94, б эта же величина представлена в зависимости от c при различных $\frac{H}{e}$.

Как видно из этих графиков, с увеличением параметра c и уменьшением отношения $\frac{H}{e}$ скорость вершин ротора повышается.

Пластины радиальных уплотнений и боковая стенка рабочей полости относятся к числу сопряжений РПД, подверженных наиболее интенсивному износу. Износ этой пары определяется

двумя факторами — скоростью вершин ротора и усилием, прижимающим пластины к боковой стенке.

Скорость вершин ротора понижается пропорционально параметру c . Прижимающее усилие с уменьшением c немного увеличивается.

Степень влияния каждого из этих факторов на интенсивность износа может быть установлена только экспериментально, причем скорость, по-видимому, играет несколько большую роль. Однако, если даже положить оба фактора равнозначны-

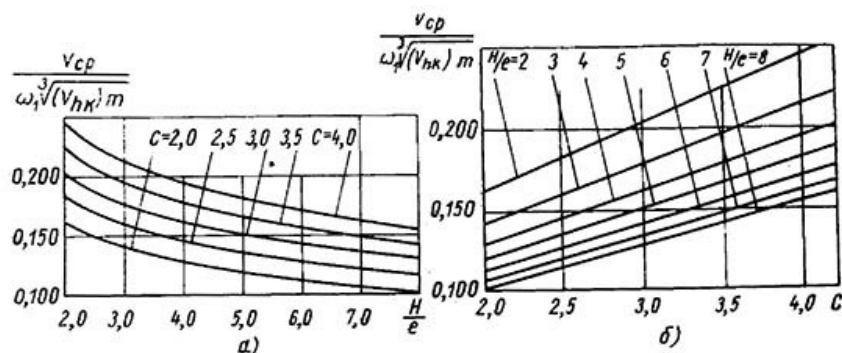


Рис. 94. Зависимость безразмерной величины $\frac{1}{\omega_1} \cdot \frac{v_{cp}}{\sqrt[3]{(V_{hk})m}}$:
 а — от отношения $\frac{H}{e}$ при различных значениях параметра c ; б — от параметра c при различных значениях отношения $\frac{H}{e}$

ми, уменьшение параметра c снижает износ пластин и боковой стенки, так как уменьшение скорости происходит быстрее, чем возрастание прижимающего усилия. Износ пластин снижается тем заметнее, что с уменьшением c увеличивается угол δ_{max} .

Поэтому для уменьшения скорости вершин ротора и износа пластин радиальных уплотнений и боковой стенки рабочей полости отношение $\frac{H}{e}$ следует увеличивать, а параметр c выбирать близким к минимальному значению.

2. Исследование влияния отношения $\frac{H}{e}$ и параметра c на величину уплотняемого периметра l ротора.

Для одной камеры

$$l = 2(s_p + H), \quad (89)$$

где $s_p = \lambda a$ — длина грани ротора.

Подставляя в уравнение $s_p = \lambda \alpha$ выражения (11) и (13) для λ и α и обозначая множитель, зависящий только от c , через $g(c)$, получаем

$$s_p = g(c) R \text{ или } s_p = \sqrt[3]{\frac{(V_{hk})_m}{\frac{H}{e}}} \cdot \frac{g(c)}{\sqrt[3]{0,577c}}.$$

Далее

$$H = \frac{H}{e} \frac{R}{3} = \sqrt[3]{(V_{hk})_m} \frac{\sqrt[3]{\left(\frac{H}{e}\right)^2}}{3\sqrt[3]{0,577c}}.$$

Тогда

$$l = 2 \sqrt[3]{\frac{(V_{hk})_m}{\frac{H}{e}}} \cdot \frac{\frac{1}{3} \frac{H}{e} + g(c)}{\sqrt[3]{0,577c}}$$

или

$$\frac{l}{\sqrt[3]{(V_{hk})_m}} = \frac{2}{\sqrt[3]{0,577c}} \cdot \frac{\frac{1}{3} \frac{H}{e} + g(c)}{\sqrt[3]{\frac{H}{e}}}.$$

Зависимость безразмерной величины $\frac{l}{\sqrt[3]{(V_{hk})_m}}$ от отношения $\frac{H}{e}$ при различных значениях c приведена на рис. 95.

Этот график показывает, что величина уплотняемого периметра ротора снижается с уменьшением параметра c и увеличением отношения $\frac{H}{e}$, только при $\frac{H}{e} > 7$ величина l начинает возрастать. Таким образом, для сокращения уплотняемого периметра ротора нужно задавать минимальные величины c , а отношение $\frac{H}{e}$ выбирать равным $5 \div 7$.

3. Исследование влияния отношения $\frac{H}{e}$ и параметра c на отношение объема рабочей камеры к ее поверхности.

Величина $\frac{H}{e}$ влияет, кроме того, на отношение поверхности рабочей камеры РПД к ее объему. Значение этого отноше-

ния в РПД, как и быстроходных поршневых двигателях, не оказывает существенного влияния на показатели двигателя, но определяет теплоотдачу в охлаждающую среду и тем самым обуславливает требования к системе охлаждения.

Геометрически рабочая камера РПД представляет собой прямой цилиндр (выемками

в роторе пренебрегаем). В отличие от цилиндра поршневого двигателя, в котором площадь основания постоянна и изменение объема происходит за счет переменной высоты, в рабочей камере РПД постоянна высота, а изменение объема связано с изменением площади основания. Однако характер изменения объема рабочих камер в роторнопоршневых и поршневых двигателях одинаков.

Обычно стремятся обеспечить лишь компактность камеры сгорания, не придавая значения соотношению поверхности и объема всего цилиндра.

Нетрудно показать, что значение высоты цилиндра H_0 , соответствующее минимальному отношению поверхности цилиндра к его объему, определяется выражением

$$H_0 = \frac{4pd^2}{sd},$$

где pd^2 — площадь основания цилиндра;
 sd — периметр основания цилиндра;
 d — единица длины.

Площадь основания рабочей камеры F_m определяется формулой (33).

Периметр основания

$$S_m = s_\delta + s_p,$$

где

$$s_\delta = R(c+1) \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}, \psi + \frac{2\pi}{3} \right) - E \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}, \psi \right) \quad (90)$$

— длина боковой стенки камеры [см. формулу (35) и приложение 2, п. 6].

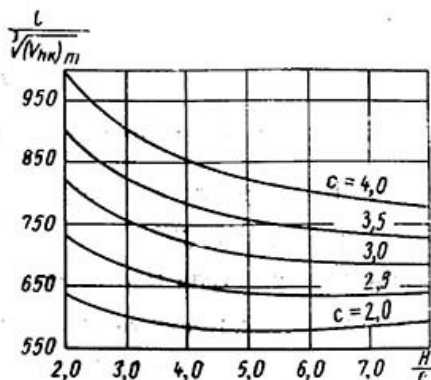


Рис. 95. Зависимость безразмерной величины $\frac{l}{\sqrt[3]{(V_{hk})_m}}$ от отношения $\frac{H}{c}$ при различных значениях параметра c

Принимая за единицу длины величину $R=3e$ и подставляя $\sigma=0$ в формулу (33) и $\psi=\frac{\pi}{6}$ в формулу (90), находим отношение высоты рабочей полости к эксцентricитету, соответствующее минимальному отношению поверхности камеры сгорания к ее объему:

$$\left(\frac{H}{e}\right)_0 = \frac{12F_m}{RS_m}. \quad (91)$$

Зависимость отношения $\left(\frac{H}{e}\right)_0$ от параметра s приведена на рис. 96. В интервале значений s от 2 до 3 величина $\left(\frac{H}{e}\right)_0$ изменяется от 0,5 до 0,36.

Применение столь малых значений $\frac{H}{e}$ нецелесообразно. Поэтому следует установить, как изменяется отношение поверхности камеры F к ее объему V , когда величина $\frac{H}{e}$ отклоняется от $\left(\frac{H}{e}\right)_0$.

На рис. 97 показана зависимость $\frac{F}{V} : \left(\frac{F}{V}\right)_{\min}$ от отношения $\frac{H}{e} : \left(\frac{H}{e}\right)_0$. При $\frac{H}{e} : \left(\frac{H}{e}\right)_0 \geq 1,5$ эта зависимость приобретает линейную форму.

Из графика видно, что даже значительное увеличение $\frac{H}{e}$ по сравнению с $\left(\frac{H}{e}\right)_0$ не слишком сильно отражается на величине $\frac{F}{V} : \left(\frac{F}{V}\right)_{\min}$. Так, например, увеличение $\frac{H}{e} : \left(\frac{H}{e}\right)_0$ от 1 до 5 повышает значение $\frac{F}{V} : \left(\frac{F}{V}\right)_{\min}$ примерно на 57%.

Задавая основные геометрические параметры РПД, величину s следует принимать как можно более близкой к минимальному значению, определяемому на основании эскизной конструктивной проработки. Это позволяет сократить радиальные размеры двигателя, уменьшить нагрузки на подшипник ротора и эксцентриковый вал от газовых и инерционных сил, понизить скорость вершин ротора и уменьшить износ боковой стенки рабочей полости и пластин радиальных уплотнений, сократить уплотняемый периметр ротора.

Оптимальные значения отношения $\frac{H}{e}$ лежат, по-видимому, между 4,5 и 6. Дальнейшее увеличение отношения $\frac{H}{e}$ нера-

ционально, так как приводит к уменьшению жесткости эксцентрикового вала, росту нагрузок на вал и подшипники от газовых и инерционных сил, увеличению осевых размеров двигателя, чрезмерному возрастанию величины $\frac{F}{V}$ и т. д. Для многороторных РПД в целях сокращения осевых размеров значение отношения $\frac{H}{e}$ может быть понижено до 4.

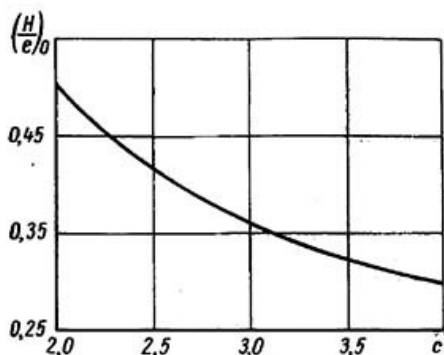


Рис. 96. Зависимость отношения $\left(\frac{H}{e}\right)_0$ от параметра c

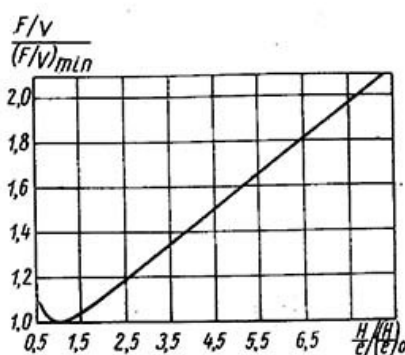


Рис. 97. Зависимость отношения $\frac{F}{V} : \left(\frac{F}{V}\right)_{\min}$ от отношения $\frac{H}{e} : \left(\frac{H}{e}\right)_0$

Расстояние k между теоретическим и действительным контурами рабочей полости, соответствующее радиусу закругления пластин радиальных уплотнений, изменяется в весьма узких пределах. Для РПД с рабочим объемом камеры до 1 л значения k составляют 1—2 мм.

Применять более толстые пластины нет необходимости, так как пластины утоплены в пазах ротора и не испытывают значительных напряжений. Увеличение толщины пластин и повышение их массы приводит, как уже указывалось, к возрастанию центробежных сил инерции и увеличению износа пластин и боковой стенки рабочей полости.

Максимальное число оборотов ротора n_1 зависит главным образом от допустимого значения средней скорости вершин ротора [см. формулы (56) — (58)], подобно тому как в поршневых двигателях максимальное число оборотов определяется допустимой величиной средней скорости поршня.

Эффективная мощность РПД N_e связана с рабочим объемом формулой

$$N_e = \frac{V_h p_e n_1}{450} i = \frac{V_{hk} p_e n_2}{450} i \text{ л. с.}, \quad (92)$$

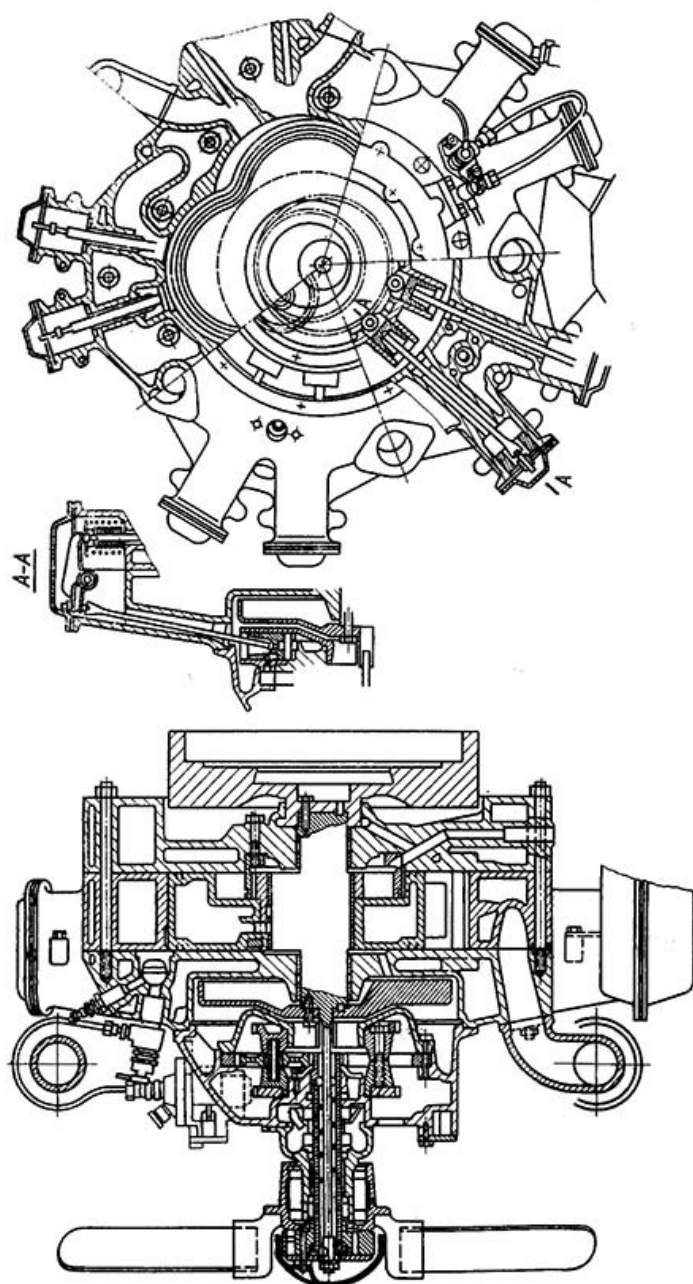


Рис. 98. Разрезы роторного дизеля фирмы Рено

где $V_h = 3V_{hk}$ — рабочий объем однороторного двигателя в л;

$n_2 = 3n_1$ — число оборотов эксцентрикового вала в минуту;

p_e — среднее эффективное давление в кг/см²;

i — число роторов.

Выбрав величины n_1 , p_e и i по заданной мощности, можно определить необходимый рабочий объем V_h или V_{hk} .

Задавшись значениями эксцентриситета e и расстояния k , выбирают величину параметра c и находят высоту рабочей полости H . Определяют отношение $\frac{H}{e}$, и если оно оказывается неприемлемым, пересчитывают, изменив значение эксцентриситета. Значения эксцентриситета следует выбирать так, чтобы диаметры шестерен соответствовали стандартному ряду модулей.

Величина эксцентриситета должна обеспечивать достаточную жесткость передней шейки эксцентрикового вала, проходящей через неподвижную шестерню. В РПД с воспламенением от сжатия для получения необходимой степени сжатия приходится задавать сравнительно высокие значения параметра c ($c > 3$). Величина эксцентриситета соответственно уменьшается, и передняя шейка вала получается слишком тонкой.

Это обстоятельство наряду с обеспечением достаточной надежности газовых уплотнений при высоких давлениях дизельного цикла и неблагоприятной для протекания рабочего процесса формой камеры сгорания создает значительные трудности в разработке РПД схемы Ванкеля с воспламенением от сжатия.

Повышение жесткости эксцентрикового вала может быть достигнуто различными способами, но все они связаны с серьезным усложнением кинематической схемы или конструкции РПД.

Фирма Рено, разрабатывая дизельный РПД, отказалась от конструкции Ванкеля и применила схему с внешней огибающей, несмотря на усложнение, обусловленное введением клапанного механизма. Разрезы экспериментального роторпоршневого двигателя фирмы Рено показаны на рис. 98.

ЭЛЛИПТИЧЕСКИЕ ИНТЕГРАЛЫ ВТОРОГО РОДА
Неполные интегралы

φ	α									
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
1°	0,0175	0,0175	0,0175	0,0175	0,0175	0,0175	0,0175	0,0175	0,0175	0,0175
2°	0,0349	0,0349	0,0349	0,0349	0,0349	0,0349	0,0349	0,0349	0,0349	0,0349
3°	0,0524	0,0524	0,0524	0,0524	0,0524	0,0524	0,0524	0,0524	0,0524	0,0524
4°	0,0698	0,0698	0,0698	0,0698	0,0698	0,0698	0,0698	0,0698	0,0698	0,0698
5°	0,0873	0,0873	0,0873	0,0873	0,0873	0,0873	0,0872	0,0872	0,0872	0,0872
6°	0,1047	0,1047	0,1047	0,1047	0,1047	0,1047	0,1047	0,1047	0,1046	0,1046
7°	0,1222	0,1222	0,1222	0,1222	0,1221	0,1221	0,1221	0,1221	0,1221	0,1220
8°	0,1396	0,1396	0,1396	0,1396	0,1396	0,1396	0,1395	0,1395	0,1394	0,1394
9°	0,1571	0,1571	0,1571	0,1570	0,1570	0,1570	0,1569	0,1569	0,1568	0,1568
10°	0,1745	0,1745	0,1745	0,1745	0,1744	0,1744	0,1743	0,1743	0,1742	0,1741
11°	0,1920	0,1920	0,1920	0,1919	0,1919	0,1918	0,1917	0,1916	0,1915	0,1914
12°	0,2094	0,2094	0,2094	0,2093	0,2093	0,2092	0,2091	0,2089	0,2088	0,2087
13°	0,2269	0,2269	0,2268	0,2268	0,2267	0,2266	0,2264	0,2263	0,2261	0,2259
14°	0,2444	0,2443	0,2443	0,2442	0,2441	0,2439	0,2437	0,2436	0,2434	0,2431
15°	0,2618	0,2618	0,2617	0,2616	0,2615	0,2613	0,2611	0,2608	0,2606	0,2603
16°	0,2793	0,2792	0,2791	0,2790	0,2788	0,2786	0,2784	0,2781	0,2778	0,2775
17°	0,2967	0,2967	0,2966	0,2964	0,2962	0,2959	0,2955	0,2953	0,2949	0,2946
18°	0,3142	0,3141	0,3140	0,3138	0,3136	0,3133	0,3129	0,3125	0,3121	0,3116
19°	0,3316	0,3316	0,3314	0,3312	0,3309	0,3306	0,3301	0,3297	0,3291	0,3286
20°	0,3491	0,3490	0,3489	0,3486	0,3483	0,3478	0,3473	0,3468	0,3462	0,3455
21°	0,3665	0,3665	0,3663	0,3660	0,3656	0,3651	0,3645	0,3639	0,3632	0,3625
22°	0,3840	0,3839	0,3837	0,3834	0,3829	0,3823	0,3817	0,3809	0,3802	0,3793
23°	0,4014	0,4014	0,4011	0,4007	0,4002	0,3996	0,3988	0,3980	0,3971	0,3961
24°	0,4189	0,4188	0,4185	0,4181	0,4175	0,4168	0,4159	0,4150	0,4139	0,4129
25°	0,4363	0,4362	0,4359	0,4354	0,4348	0,4339	0,4330	0,4318	0,4308	0,4296
26°	0,4538	0,4537	0,4533	0,4528	0,4520	0,4511	0,4500	0,4498	0,4475	0,4462
27°	0,4712	0,4711	0,4707	0,4701	0,4693	0,4682	0,4670	0,4657	0,4643	0,4628
28°	0,4887	0,4886	0,4881	0,4875	0,4865	0,4854	0,4840	0,4825	0,4809	0,4793
29°	0,5062	0,5060	0,5055	0,5048	0,5037	0,5025	0,5010	0,4993	0,4975	0,4957
30°	0,5236	0,5234	0,5229	0,5221	0,5209	0,5195	0,5179	0,5161	0,5141	0,5121
31°	0,5411	0,5409	0,5403	0,5394	0,5381	0,5366	0,5348	0,5328	0,5306	0,5283
32°	0,5585	0,5583	0,5577	0,5567	0,5553	0,5536	0,5516	0,5494	0,5470	0,5446
33°	0,5760	0,5757	0,5751	0,5740	0,5725	0,5706	0,5684	0,5660	0,5634	0,5600
34°	0,5934	0,5932	0,5924	0,5912	0,5896	0,5876	0,5852	0,5826	0,5797	0,5768
35°	0,6109	0,6106	0,6098	0,6085	0,6057	0,6045	0,6019	0,5991	0,5960	0,5928
36°	0,6283	0,6280	0,6272	0,6258	0,6238	0,6214	0,6186	0,6155	0,6122	0,6087
37°	0,6458	0,6455	0,6445	0,6430	0,6409	0,6383	0,6353	0,6319	0,6283	0,6245
38°	0,6632	0,6629	0,6619	0,6602	0,6580	0,6552	0,6519	0,6483	0,6444	0,6403
39°	0,6807	0,6803	0,6792	0,6775	0,6750	0,6720	0,6685	0,6646	0,6604	0,6559

φ	α									
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
40°	0,6981	0,6977	0,6966	0,6947	0,6921	0,6888	0,6851	0,6808	0,6763	0,6715
41°	0,7156	0,7152	0,7139	0,7119	0,7091	0,7056	0,7016	0,6970	0,6921	0,6870
42°	0,7330	0,7326	0,7313	0,7291	0,7261	0,7224	0,7180	0,7132	0,7079	0,7025
43°	0,7505	0,7500	0,7486	0,7463	0,7431	0,7391	0,7345	0,7293	0,7237	0,7178
44°	0,7679	0,7674	0,7659	0,7634	0,7600	0,7558	0,7509	0,7451	0,7393	0,7330
45°	0,7854	0,7849	0,7832	0,7806	0,7770	0,7725	0,7672	0,7613	0,7549	0,7482
46°	0,8029	0,8023	0,8006	0,7978	0,7939	0,7891	0,7835	0,7772	0,7704	0,7633
47°	0,8203	0,8197	0,8179	0,8149	0,8108	0,8057	0,7998	0,7931	0,7858	0,7782
48°	0,8378	0,8371	0,8352	0,8320	0,8277	0,8223	0,8160	0,8089	0,8012	0,7931
49°	0,8552	0,8545	0,8525	0,8491	0,8446	0,8389	0,8322	0,8247	0,8165	0,8079
50°	0,8727	0,8719	0,8698	0,8663	0,8614	0,8554	0,8483	0,8404	0,8317	0,8227
51°	0,8901	0,8894	0,8871	0,8834	0,8783	0,8719	0,8644	0,8560	0,8469	0,8373
52°	0,9076	0,9068	0,9044	0,9005	0,8951	0,8884	0,8805	0,8716	0,8620	0,8518
53°	0,9250	0,9242	0,9217	0,9175	0,9119	0,9048	0,8965	0,8872	0,8770	0,8663
54°	0,9425	0,9416	0,9390	0,9346	0,9287	0,9212	0,9125	0,9026	0,8919	0,8806
55°	0,9599	0,9590	0,9562	0,9517	0,9454	0,9376	0,9284	0,9181	0,9068	0,8949
56°	0,9774	0,9764	0,9735	0,9687	0,9622	0,9540	0,9443	0,9335	0,9216	0,9091
57°	0,9948	0,9938	0,9908	0,9858	0,9789	0,9703	0,9602	0,9488	0,9363	0,9232
58°	1,0123	1,0112	1,0080	1,0028	0,9956	0,9866	0,9760	0,9641	0,9510	0,9372
59°	1,0297	1,0286	1,0253	1,0198	1,0123	1,0029	0,9918	0,9793	0,9656	0,9511
60°	1,0472	1,0460	1,0426	1,0368	1,0290	1,0192	1,0076	0,9945	0,9801	0,9650
61°	1,0647	1,0634	1,0598	1,0538	1,0456	1,0354	1,0233	1,0096	0,9946	0,9787
62°	1,0821	1,0808	1,0771	1,0708	1,0623	1,0516	1,0390	1,0247	1,0090	0,9924
63°	1,0996	1,0982	1,0943	1,0878	1,0789	1,0678	1,0546	1,0397	1,0233	0,0060
64°	1,1170	1,1156	1,1115	1,1048	1,0955	1,0839	1,0702	1,0547	1,0376	1,0195
65°	1,1345	1,1330	1,1288	1,1218	1,1121	1,1001	1,0858	1,0696	1,0518	1,0329
66°	1,1519	1,1504	1,1460	1,1387	1,1287	1,1162	1,1013	1,0845	1,0660	1,0463
67°	1,1694	1,1678	1,1632	1,1557	1,1453	1,1323	1,1168	1,0993	1,0801	1,0596
68°	1,1868	1,1852	1,1805	1,1726	1,1619	1,1483	1,1323	1,1141	1,0941	1,0728
69°	1,2043	1,2026	1,1977	1,1896	1,1784	1,1644	1,1478	1,1289	1,1081	1,0859
70°	1,2217	1,2200	1,2149	1,2065	1,1949	1,1804	1,1632	1,1436	1,1221	1,0990
71°	1,2392	1,2374	1,2321	1,2234	1,2115	1,1964	1,1786	1,1583	1,1359	1,1120
72°	1,2566	1,2548	1,2494	1,2403	1,2280	1,2124	1,1939	1,1729	1,1498	1,1250
73°	1,2741	1,2722	1,2666	1,2573	1,2445	1,2284	1,2093	1,1875	1,1636	1,1379
74°	1,2915	1,2896	1,2838	1,2742	1,2609	1,2443	1,2246	1,2021	1,1773	1,1507
75°	1,3090	1,3070	1,3010	1,2911	1,2774	1,2603	1,2399	1,2167	1,1910	1,1635
76°	1,3265	1,3244	1,3182	1,3080	1,2939	1,2762	1,2552	1,2312	1,2047	1,1762
77°	1,3439	1,3418	1,3354	1,3249	1,3104	1,2921	1,2704	1,2457	1,2183	1,1889
78°	1,3614	1,3592	1,3526	1,3417	1,3268	1,3080	1,2857	1,2601	1,2319	1,2015
79°	1,3788	1,3765	1,3698	1,3586	1,3433	1,3239	1,3009	1,2746	1,2454	1,2141
80°	1,3963	1,3939	1,3870	1,3755	1,3597	1,3398	1,3161	1,2890	1,2590	1,2266
81°	1,4137	1,4113	1,4042	1,3924	1,3761	1,3556	1,3312	1,3034	1,2725	1,2391

φ	α									
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
82°	1,4312	1,4287	1,4214	1,4093	1,3925	1,3715	1,3464	1,3177	1,2859	1,2516
83°	1,4486	1,4461	1,4386	1,4261	1,4090	1,3873	1,3616	1,3321	1,2994	1,2640
84°	1,4661	1,4635	1,4558	1,4430	1,4254	1,4032	1,3767	1,3464	1,3128	1,2765
85°	1,4835	1,4809	1,4729	1,4579	1,4418	1,4190	1,3919	1,3608	1,3262	1,2889
86°	1,5010	1,4983	1,4901	1,4767	1,4592	1,4348	1,4070	1,3751	1,3396	1,3012
87°	1,5184	1,5157	1,5073	1,4936	1,4745	1,4507	1,4221	1,3894	1,3530	1,3136
88°	1,5359	1,5330	1,5245	1,5104	1,4910	1,4665	1,4372	1,4037	1,3564	1,3260
89°	1,5533	1,5504	1,5417	1,5273	1,5074	1,4823	1,4524	1,4180	1,3798	1,3383
90°	1,5708	1,5678	1,5589	1,5442	1,5238	1,4981	1,4675	1,4323	1,3931	1,3506

φ	α									
	50°	55°	60°	65°	70°	75°	80°	85°	90°	
1°	0,0175	0,0175	0,0175	0,0175	0,0175	0,0175	0,0175	0,0175	0,0175	
2°	0,0349	0,0349	0,0349	0,0349	0,0349	0,0349	0,0349	0,0349	0,0349	
3°	0,0524	0,0523	0,0523	0,0523	0,0523	0,0523	0,0523	0,0523	0,0523	
4°	0,0698	0,0698	0,0698	0,0698	0,0698	0,0698	0,0698	0,0698	0,0698	
5°	0,0872	0,0872	0,0872	0,0872	0,0872	0,0872	0,0872	0,0872	0,0872	
6°	0,1046	0,1046	0,1046	0,1046	0,1046	0,1045	0,1045	0,1045	0,1045	
7°	0,1220	0,1220	0,1220	0,1219	0,1219	0,1219	0,1219	0,1219	0,1219	
8°	0,1394	0,1393	0,1393	0,1393	0,1392	0,1392	0,1392	0,1392	0,1392	
9°	0,1567	0,1567	0,1566	0,1566	0,1565	0,1565	0,1565	0,1564	0,1564	
10°	0,1740	0,1739	0,1739	0,1738	0,1738	0,1737	0,1737	0,1737	0,1737	
11°	0,1913	0,1912	0,1911	0,1910	0,1910	0,1909	0,1908	0,1908	0,1908	
12°	0,2086	0,2084	0,2083	0,2082	0,2081	0,2080	0,2080	0,2079	0,2079	
13°	0,2258	0,2256	0,2254	0,2253	0,2252	0,2251	0,2250	0,2250	0,2250	
14°	0,2429	0,2427	0,2425	0,2424	0,2422	0,2421	0,2420	0,2419	0,2419	
15°	0,2601	0,2598	0,2596	0,2594	0,2592	0,2590	0,2589	0,2588	0,2588	
16°	0,2771	0,2768	0,2766	0,2763	0,2761	0,2759	0,2758	0,2757	0,2756	
17°	0,2942	0,2938	0,2935	0,2932	0,2929	0,2927	0,2925	0,2924	0,2924	
18°	0,3112	0,3107	0,3103	0,3100	0,3096	0,3094	0,3092	0,3091	0,3090	
19°	0,3281	0,3276	0,3271	0,3267	0,3263	0,3260	0,3258	0,3256	0,3255	
20°	0,3450	0,3444	0,3438	0,3433	0,3429	0,3425	0,3422	0,3421	0,3420	
21°	0,3618	0,3611	0,3604	0,3599	0,3593	0,3589	0,3586	0,3584	0,3584	
22°	0,3785	0,3777	0,3770	0,3763	0,3757	0,3753	0,3749	0,3747	0,3746	
23°	0,3952	0,3943	0,3935	0,3927	0,3920	0,3915	0,3911	0,3908	0,3907	
24°	0,4118	0,4108	0,4098	0,4090	0,4082	0,4076	0,4071	0,4068	0,4067	
25°	0,4284	0,4272	0,4261	0,4251	0,4243	0,4236	0,4230	0,4227	0,4226	
26°	0,4449	0,4433	0,4423	0,4412	0,4402	0,4394	0,4389	0,4385	0,4384	
27°	0,4613	0,4598	0,4584	0,4572	0,4561	0,4552	0,4545	0,4541	0,4540	

φ	α								
	50°	55°	60°	65°	70°	75°	80°	85°	90°
28°	0,4776	0,4760	0,4744	0,4730	0,4718	0,4708	0,4701	0,4696	0,4685
29°	0,4938	0,4920	0,4903	0,4888	0,4874	0,4863	0,4855	0,4850	0,4848
30°	0,5100	0,5080	0,5061	0,5044	0,5029	0,5017	0,5007	0,5002	0,5000
31°	0,5251	0,5238	0,5218	0,5199	0,5182	0,5169	0,5169	0,5153	0,5150
32°	0,5421	0,5396	0,5373	0,5352	0,5334	0,5319	0,5308	0,5302	0,5299
33°	0,5580	0,5553	0,5528	0,5505	0,5485	0,5468	0,5455	0,5449	0,5445
34°	0,5738	0,5709	0,5681	0,5656	0,5634	0,5616	0,5603	0,5595	0,5592
35°	0,5895	0,5863	0,5833	0,5806	0,5782	0,5762	0,5748	0,5739	0,5736
36°	0,6052	0,6017	0,5984	0,5954	0,5928	0,5907	0,5891	0,5881	0,5878
37°	0,6207	0,6169	0,6134	0,6101	0,6073	0,6050	0,6032	0,6022	0,6018
38°	0,6361	0,6321	0,6282	0,6247	0,6216	0,6191	0,6172	0,6161	0,6157
39°	0,6515	0,6471	0,6429	0,6381	0,6357	0,6330	0,6310	0,6297	0,6293
40°	0,6667	0,6620	0,6575	0,6533	0,6497	0,6468	0,6446	0,6432	0,6428
41°	0,6819	0,6768	0,6719	0,6675	0,6636	0,6604	0,6580	0,6566	0,6561
42°	0,6969	0,6914	0,6862	0,6814	0,6772	0,6738	0,6712	0,6697	0,6691
43°	0,7118	0,7059	0,7003	0,6952	0,6907	0,6870	0,6843	0,6829	0,6820
44°	0,7267	0,7204	0,7144	0,7088	0,7040	0,7001	0,6971	0,6953	0,6947
45°	0,7414	0,7347	0,7282	0,7223	0,7172	0,7129	0,7097	0,7078	0,7071
46°	0,7560	0,7488	0,7420	0,7356	0,7301	0,7255	0,7222	0,7201	0,7193
47°	0,7705	0,7629	0,7555	0,7488	0,7429	0,7380	0,7344	0,7321	0,7314
48°	0,7849	0,7768	0,7690	0,7618	0,7555	0,7503	0,7464	0,7440	0,7431
49°	0,7992	0,7905	0,7823	0,7746	0,7679	0,7623	0,7582	0,7556	0,7547
50°	0,8134	0,8042	0,7954	0,7872	0,7801	0,7741	0,7697	0,7670	0,7660
51°	0,8275	0,8177	0,8084	0,7997	0,7921	0,7858	0,7811	0,7787	0,7772
52°	0,8414	0,8311	0,8212	0,8120	0,8033	0,7972	0,7972	0,7891	0,7883
53°	0,8553	0,8444	0,8339	0,8242	0,8155	0,8084	0,8031	0,7998	0,7986
54°	0,8690	0,8575	0,8464	0,8361	0,8270	0,8194	0,8137	0,8102	0,8090
55°	0,8827	0,8705	0,8588	0,8479	0,8382	0,8302	0,8242	0,8204	0,8192
56°	0,8962	0,8834	0,8710	0,8595	0,8493	0,8408	0,8344	0,8304	0,8290
57°	0,9097	0,8961	0,8831	0,8709	0,8601	0,8511	0,8443	0,8401	0,8387
58°	0,9230	0,9088	0,8950	0,8822	0,8708	0,8612	0,8540	0,8496	0,8481
59°	0,9362	0,9213	0,9068	0,8933	0,8812	0,8711	0,8635	0,8588	0,8572
60°	0,9493	0,9336	0,9184	0,9042	0,8914	0,8808	0,8728	0,8677	0,8650
61°	0,9623	0,9459	0,9299	0,9149	0,9015	0,8903	0,8818	0,8764	0,8746
62°	0,9752	0,9580	0,9412	0,9254	0,9113	0,8995	0,8905	0,8849	0,8830
63°	0,9880	0,9700	0,9524	0,9358	0,9210	0,9085	0,8990	0,8930	0,8910
64°	1,0007	0,9818	0,9634	0,9460	0,9304	0,9173	0,9072	0,9009	0,8988
65°	1,0133	0,9936	0,9743	0,9561	0,9397	0,9258	0,9152	0,9086	0,9063
66°	1,0259	1,0052	0,9850	0,9659	0,9487	0,9341	0,9230	0,9160	0,9136
67°	1,0383	1,0167	0,9956	0,9756	0,9576	0,9422	0,9305	0,9231	0,9205
68°	1,0506	1,0282	1,0061	0,9852	0,9662	0,9501	0,9377	0,9299	0,9272
69°	1,0628	1,0395	1,0164	0,9946	0,9747	0,9578	0,9447	0,9364	0,9336

Продолжение прилож. 1

φ	α								
	50°	55°	60°	65°	70°	75°	80°	85°	90°
70°	1,0750	1,0506	1,0266	1,0038	0,9830	0,9652	0,9514	0,9427	0,9397
71°	1,0871	1,0617	1,0367	1,0129	0,9911	0,9724	0,9579	0,9487	0,9455
72°	1,0991	1,0727	1,0467	1,0218	0,9990	0,9794	0,9642	0,9544	0,9511
73°	1,1110	1,0836	1,0565	1,0306	1,0067	0,9862	0,9702	0,9599	0,9563
74°	1,1228	1,0944	1,0662	1,0392	1,0143	0,9928	0,9759	0,9650	0,9613
75°	1,1346	1,1051	1,0759	1,0477	1,0217	0,9992	0,9814	0,9699	0,9659
76°	1,1463	1,1158	1,0854	1,0561	1,0290	1,0053	0,9867	0,9745	0,9703
77°	1,1580	1,1263	1,0948	1,0643	1,0361	1,0113	0,9917	0,9789	0,9744
78°	1,1695	1,1368	1,1041	1,0725	1,0430	1,0171	0,9965	0,9829	0,9782
79°	1,1811	1,1472	1,1133	1,0805	1,0498	1,0228	1,0011	0,9867	0,9816
80°	1,1926	1,1576	1,1225	1,0884	1,0565	1,0282	1,0054	0,9902	0,9848
81°	1,2040	1,1678	1,1316	1,0962	1,0630	1,0335	1,0096	0,9935	0,9877
82°	1,2154	1,1781	1,1406	1,1040	1,0695	1,0387	1,0135	0,9965	0,9903
83°	1,2267	1,1883	1,1495	1,1116	1,0758	1,0437	1,0173	0,9992	0,9926
84°	1,2381	1,1984	1,1584	1,1192	1,0821	1,0486	1,0209	1,0017	0,9945
85°	1,2493	1,2085	1,1673	1,1267	1,0883	1,0534	1,0244	1,0039	0,9962
86°	1,2606	1,2186	1,1761	1,1342	1,0944	1,0581	1,0277	1,0060	0,9976
87°	1,2719	1,2286	1,1848	1,1417	1,1004	1,0628	1,0309	1,0078	0,9986
88°	1,2831	1,2387	1,1936	1,1491	1,1064	1,0674	1,0340	1,0095	0,9994
89°	1,2943	1,2487	1,2023	1,1565	1,1124	1,0719	1,0371	1,0111	0,9999
90°	1,3055	1,2587	1,2111	1,1638	1,1184	1,0764	1,0401	1,0127	1,0000

Полные интегралы

α	E	α	E	α	E
0°	1,5708	15°	1,5442	30°	1,4675
1°	1,5707	16°	1,5405	31°	1,4608
2°	1,5703	17°	1,5367	32°	1,4539
3°	1,5697	18°	1,5326	33°	1,4468
4°	1,5689	19°	1,5283	34°	1,4397
5°	1,5678	20°	1,5238	35°	1,4323
6°	1,5665	21°	1,5191	36°	1,4248
7°	1,5650	22°	1,5142	37°	1,4171
8°	1,5632	23°	1,5090	38°	1,4092
9°	1,5611	24°	1,5037	39°	1,4013
10°	1,5589	25°	1,4981	40°	1,3931
11°	1,5564	26°	1,4924	41°	1,3849
12°	1,5537	27°	1,4864	42°	1,3765
13°	1,5507	28°	1,4803	43°	1,3680
14°	1,5476	29°	1,4740	44°	1,3594

Продолжение

α	E	α	E	α	E
45°	1,3506	74°0'	1,0844	84°12'	1,0163
46°	1,3418	74°30'	1,0804	84°24'	1,0153
47°	1,3329	75°0'	1,0764	84°36'	1,0144
48°	1,3238	75°30'	1,0725	84°48'	1,0135
49°	1,3147	76°0'	1,0686	85°0'	1,0127
50°	1,3055	76°30'	1,0648	85°12'	1,0118
51°	1,2963	77°0'	1,0611	85°24'	1,0110
52°	1,2870	77°30'	1,0574	85°36'	1,0102
53°	1,2776	78°0'	1,0538	85°48'	1,0094
54°	1,2682	78°30'	1,0502	86°0'	1,0087
55°	1,2587	79°0'	1,0468	86°12'	1,0079
56°	1,2492	79°30'	1,0434	86°24'	1,0072
57°	1,2397	80°0'	1,0401	86°36'	1,0065
58°	1,2301	80°12'	1,0388	86°48'	1,0059
59°	1,2206	80°24'	1,0375	87°0'	1,0053
60°	1,2111	80°36'	1,0363	87°12'	1,0047
61°	1,2015	80°48'	1,0350	87°24'	1,0041
62°	1,1921	81°0'	1,0338	87°36'	1,0036
63°	1,1826	81°12'	1,0326	87°48'	1,0031
64°	1,1732	81°24'	1,0313	87°0'	1,0026
65°	1,1638	81°36'	1,0302	88°12'	1,0022
66°	1,1546	81°48'	1,0290	88°24'	1,0017
67°	1,1454	82°0'	1,0278	88°36'	1,0014
68°	1,1362	82°12'	1,0267	88°48'	1,0010
69°	1,1273	82°24'	1,0256	89°0'	1,0008
70°	1,1184	82°36'	1,0245	89°8'	1,0006
70°30'	1,1140	82°48'	1,0234	89°12'	1,0005
71°0'	1,1096	83°0'	1,0223	89°18'	1,0005
71°30'	1,1053	83°12'	1,0213	89°24'	1,0003
72°0'	1,1011	83°24'	1,0202	89°30'	1,0002
72°30'	1,0968	83°36'	1,0192	89°36'	1,0001
73°0'	1,0927	83°48'	1,0182	89°42'	1,0001
73°30'	1,0885	84°0'	1,0172	89°48'	1,0000
				89°54'	1,0000
				90°	1,0000

Неполный эллиптический интеграл второго рода

$$E(\varphi, k) = \int_0^{\varphi} \sqrt{1 + k^2 \sin^2 \psi} d\psi.$$

Полный эллиптический интеграл второго рода

$$E(k) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 + k^2 \sin^2 \psi} d\psi;$$

$$k = \sin \alpha \left[\alpha = \arcsin \frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \quad \varphi = f(\pi, \psi) \right];$$

$$E(-\varphi, k) = -E(\varphi, k).$$

$$\text{Если } \varphi > \frac{\pi}{2}, \text{ то}$$

$$E(\varphi, k) = 2E(k) - E(\pi - \varphi, k).$$

ДОПОЛНЕНИЯ К ВЫВОДАМ ОСНОВНЫХ РАСЧЕТНЫХ УРАВНЕНИЙ

1. В связи с тем, что теория огибающих семейства плоских кривых, зависящего от двух параметров, не приводится в курсах анализа и дифференциальной геометрии, рассмотрим вкратце вывод уравнения огибающей такого семейства и некоторые ее свойства.

Пусть дано семейство кривых, зависящее от двух параметров:

$$\left. \begin{aligned} x &= x(\alpha, \beta) \\ y &= y(\alpha, \beta) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где α — параметр, характеризующий кривую семейства;
 β — параметр, характеризующий точку на кривой.

Уравнение кривой семейства

$$\left. \begin{aligned} x &= x(\alpha_0, \beta) \\ y &= y(\alpha_0, \beta) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $\alpha_0 = \text{const.}$

Уравнение огибающей семейства можно получить, исключив один из параметров, например β , из уравнения (1).

Запишем уравнение огибающей в виде

$$\left. \begin{aligned} x_{02} &= x_{02}(\alpha) \\ y_{02} &= y_{02}(\alpha) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Каждая точка этой огибающей принадлежит одной из кривых семейства (1), следовательно, имеет место тождество

$$\left. \begin{aligned} x_{02}(\alpha) &= x(\alpha, \beta) \\ y_{02}(\alpha) &= y(\alpha, \beta) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где параметр β является функцией параметра α :

$$\beta = \beta(\alpha). \quad (5)$$

Касательная к огибающей является одновременно касательной к кривой семейства, поэтому угловые коэффициенты обеих касательных должны быть равны.

Угловой коэффициент касательной к кривой, выраженной уравнением (2),

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\frac{\partial y}{\partial \beta}}{\frac{\partial x}{\partial \beta}} \quad (6)$$

Угловой коэффициент касательной к огибающей получим, используя тождество (4) с учетом зависимости (5):

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\frac{\partial y}{\partial \alpha} + \frac{\partial y}{\partial \beta} \frac{d\beta}{d\alpha}}{\frac{\partial x}{\partial \alpha} + \frac{\partial x}{\partial \beta} \frac{d\beta}{d\alpha}}. \quad (7)$$

Приравняв выражения (6) и (7), получаем

$$\frac{\frac{\partial y}{\partial \beta}}{\frac{\partial x}{\partial \beta}} = \frac{\frac{\partial y}{\partial \alpha} + \frac{\partial y}{\partial \beta} \frac{d\beta}{d\alpha}}{\frac{\partial x}{\partial \alpha} + \frac{\partial x}{\partial \beta} \frac{d\beta}{d\alpha}},$$

откуда

$$\frac{\partial x}{\partial \alpha} \frac{\partial y}{\partial \beta} - \frac{\partial x}{\partial \beta} \frac{\partial y}{\partial \alpha} = 0$$

или

$$\frac{D(x, y)}{D(\alpha, \beta)} = \begin{vmatrix} \frac{\partial x}{\partial \alpha} & \frac{\partial x}{\partial \beta} \\ \frac{\partial y}{\partial \alpha} & \frac{\partial y}{\partial \beta} \end{vmatrix} = 0. \quad (8)$$

Исключая при помощи якобиана (8) один параметр из уравнения (1), получим уравнение огибающей семейства кривых.

Уравнения (1) и (8) совершенно симметричны относительно параметров α и β , поэтому, если параметры в уравнении семейства (1) поменять местами, огибающая не изменится.

Покажем, что огибающая остается неизменной и в случае замены параметров в уравнении (1) любыми другими независимыми параметрами.

Пусть

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \alpha(\gamma, \delta) \\ \beta &= \beta(\gamma, \delta) \end{aligned} \right\}$$

где γ и δ — независимые параметры.

Тогда уравнения (1) и (8) примут вид

$$\left. \begin{aligned} x &= X(\gamma, \delta) = x[\alpha(\gamma, \delta), \beta(\gamma, \delta)] \\ y &= Y(\gamma, \delta) = y[\alpha(\gamma, \delta), \beta(\gamma, \delta)] \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

и

$$\frac{D(x, y)}{D(\alpha, \beta)} = \frac{D(x, y)}{D(\gamma, \delta)} \cdot \frac{D(\gamma, \delta)}{D(\alpha, \beta)} = 0,$$

где $\frac{D(\gamma, \delta)}{D(\alpha, \beta)} \neq 0$, так как $\frac{D(\alpha, \beta)}{D(\gamma, \delta)} \neq 0$, вследствие независимости параметров γ и δ .

Но

$$\frac{D(x, y)}{D(\gamma, \delta)} \cdot \frac{D(\gamma, \delta)}{D(\alpha, \beta)} = \frac{D(X, Y)}{D(\gamma, \delta)},$$

следовательно,

$$\frac{D(x, y)}{D(\alpha, \beta)} = \frac{D(X, Y)}{D(\gamma, \delta)} = 0 \quad (10)$$

Сравнивая уравнения (9) и (10) с уравнениями (1) и (8), видим, что замена параметров в уравнении семейства не изменяет огибающей.

2. Рассмотрим вывод уравнения огибающей семейства эллипсоид (14)*.

Учитывая уравнение (5)**, напомним уравнение (14) в виде

$$\left. \begin{aligned} x &= R \left[\frac{1}{3} \cos 2\chi + \left(\frac{1}{3} \cos 3\psi + c \cos \psi \right) \cos \chi + \left(\frac{1}{3} \sin 3\psi + c \sin \psi \right) \sin \chi \right] \\ y &= R \left[\frac{1}{3} \sin 2\chi - \left(\frac{1}{3} \cos 3\psi + c \cos \psi \right) \sin \chi + \left(\frac{1}{3} \sin 3\psi + c \sin \psi \right) \cos \chi \right] \end{aligned} \right\}$$

Полагая для простоты $R=1$, после преобразований получаем

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{1}{3} \cos 2\chi + \frac{1}{3} \cos (3\psi - \chi) + c \cos (\psi - \chi) \\ y &= \frac{1}{3} \sin 2\chi + \frac{1}{3} \sin (3\psi - \chi) + c \sin (\psi - \chi) \end{aligned} \right\}$$

или

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{2}{3} \cos \frac{3\psi + \chi}{2} \cos \frac{3(\psi - \chi)}{2} + c \cos (\psi - \chi) \\ y &= \frac{2}{3} \sin \frac{3\psi + \chi}{2} \cos \frac{3(\psi - \chi)}{2} + c \sin (\psi - \chi) \end{aligned} \right\}$$

Произведем замену параметров

$$\frac{3\psi + \chi}{2} = \iota; \quad \frac{\psi - \chi}{2} = \kappa.$$

Тогда уравнение семейства упрощается:

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{2}{3} \cos \iota \cos 3\kappa + c \cos 2\kappa \\ y &= \frac{2}{3} \sin \iota \cos 3\kappa + c \sin 2\kappa \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$\frac{\partial x}{\partial \iota} = -\frac{2}{3} \sin \iota \cos 3\kappa;$$

$$\frac{\partial x}{\partial \kappa} = -2 \cos \iota \sin 3\kappa - 2c \sin 2\kappa;$$

$$\frac{\partial y}{\partial \iota} = \frac{2}{3} \cos \iota \cos 3\kappa;$$

$$\frac{\partial y}{\partial \kappa} = -2 \sin \iota \sin 3\kappa + 2c \cos 2\kappa.$$

* См. стр. 86.

** См. стр. 82.

Подставляя эти значения в уравнение (15)*, получаем

$$\begin{vmatrix} -\frac{2}{3} \sin t \cos 3x - 2 \cos t \sin 3x - 2c \sin 2x \\ \frac{2}{3} \cos t \cos 3x - 2 \sin t \sin 3x + 2c \cos 2x \end{vmatrix} = 0$$

или

$$\frac{4}{3} (\sin^2 t \sin 3x \cos 3x - c \sin t \cos 2x \cos 3x + \cos^2 t \sin 3x \cos 3x + c \cos t \sin 2x \cos 3x) = 0.$$

Тогда

$$\sin 3x \cos 3x + c \cos 3x (\cos t \sin 2x - \sin t \cos 2x) = 0$$

или

$$\frac{\sin 3x}{c} + \cos t \sin 2x - \sin t \cos 2x = 0. \quad (12)$$

Последнее уравнение сводится к квадратному относительно $\sin t$ или $\cos t$:

$$\left(\sin t \cos 2x - \frac{\sin 3x}{c} \right)^2 = (1 - \sin^2 t) \sin^2 2x;$$

$$\left(\cos t \sin 2x + \frac{\sin 3x}{c} \right)^2 = (1 - \cos^2 t) \cos^2 2x.$$

или

$$\sin^2 t - \frac{2 \sin 3x \cos 2x}{c} \sin t + \frac{\sin^2 3x}{c^2} - \sin^2 2x = 0;$$

$$\cos^2 t + \frac{2 \sin 3x \sin 2x}{c} \cos t + \frac{\sin^2 3x}{c^2} - \cos^2 2x = 0.$$

Отсюда

$$\sin t = \frac{\sin 3x \cos 2x}{c} \pm \sin 2x \sqrt{1 - \frac{\sin^2 3x}{c^2}};$$

$$\cos t = -\frac{\sin 3x \sin 2x}{c} \pm \cos 2x \sqrt{1 - \frac{\sin^2 3x}{c^2}}.$$

Подставляя эти значения в уравнение семейства (11), находим уравнение огибающей:

$$\left. \begin{aligned} x_{02} &= -\frac{2}{3} \frac{\sin 3x \cos 3x \sin 2x}{c} \pm \frac{2}{3} \cos 3x \cos 2x \times \\ &\quad \times \sqrt{1 - \frac{\sin^2 3x}{c^2}} + c \cos 2x; \\ y_{02} &= \frac{2}{3} \frac{\sin 3x \cos 3x \cos 2x}{c} \pm \frac{2}{3} \cos 3x \sin 2x \times \\ &\quad \times \sqrt{1 - \frac{\sin^2 3x}{c^2}} + c \sin 2x. \end{aligned} \right\}$$

* См. стр. 86.

Оставляя только положительное значение радикала и возвращаясь к произвольной величине R , получаем окончательную форму уравнения огнивающей:

$$\left. \begin{aligned} x_{02} &= R \left(c \cos 2x - \frac{1}{3c} \sin 6x \sin 2x + \right. \\ &+ \left. \frac{2}{3} \sqrt{1 - \frac{\sin^2 3x}{c^2}} \cos 3x \cos 2x \right); \\ y_{02} &= R \left(c \sin 2x + \frac{1}{3c} \sin 6x \cos 2x + \right. \\ &+ \left. \frac{2}{3} \sqrt{1 - \frac{\sin^2 3x}{c^2}} \cos 3x \sin 2x \right). \end{aligned} \right\}$$

3. Вычислим площадь огнивающей θ :

$$\theta = 3 \int_{x_1}^{x_2} \left(x \frac{dy}{dx} - y \frac{dx}{dx} \right) dx.$$

Дифференцируя уравнение (11) по обоим параметрам, получаем

$$\begin{aligned} dx &= -\frac{2}{3} \sin t \cos 3x dt - 2 \cos t \sin 3x dx - 2c \sin 2x dx; \\ dy &= \frac{2}{3} \cos t \cos 3x dt - 2 \sin t \sin 3x dx + 2c \cos 2x dx; \\ xdy - ydx &= \frac{4}{9} \cos^2 t \cos^2 3x dt + \frac{2c}{3} \cos t \cos 3x \cos 2x dt - \\ &- \frac{4}{3} \sin t \cos t \sin 3x \cos 3x dx - 2c \sin t \sin 3x \cos 2x dx + \\ &+ \frac{4c}{3} \cos t \cos 3x \cos 2x dx + 2c^2 \cos^2 2x dx + \frac{4}{9} \sin^2 t \cos 3x dt + \\ &+ \frac{2c}{3} \sin t \cos 3x \sin 2x dt + \frac{4}{3} \sin t \cos t \sin 3x \cos 3x dx + \\ &+ 2c \cos t \sin 3x \sin 2x dx + \frac{4c}{3} \sin t \cos 3x \sin 2x dx + 2c^2 \sin^2 2x dx = \\ &= \frac{4}{9} \cos^2 3x dt + \frac{2c}{3} \cos 3x (\cos t \cos 2x + \sin t \sin 2x) dt + 2c \sin 3x \times \\ &\times (\sin 2x \cos t - \cos 2x \sin t) dx + \frac{4c}{3} \cos 3x (\cos t \cos 2x + \sin t \sin 2x) dx + 2c^2 dx = \\ &= 2c \sin 3x \sin (2x - t) dx + \frac{4c}{3} \cos 3x \cos (2x - t) dx + 2c^2 dx; \\ xdy - ydx &= \left[\frac{4}{9} \cos^2 3x + \frac{2c}{3} \cos 3x \cos (2x - t) \right] dt + \\ &+ \left[2c \sin 3x \sin (2x - t) + \frac{4c}{3} \cos 3x \cos (2x - t) + 2c^2 \right] dx. \end{aligned}$$

Пусть

$$\begin{aligned} 2x - t &= \mu; \\ dt &= 2dx - d\mu. \end{aligned}$$

Тогда

$$\begin{aligned} xdy - ydx &= \left(2c^2 + 2c \sin 3x \sin \mu + \frac{8c}{3} \cos 3x \cos \mu + \right. \\ &\quad \left. + \frac{8}{9} \cos^2 3x \right) dx - \left(\frac{4}{9} \cos^2 3x + \frac{2c}{3} \cos^2 3x \cos \mu \right) d\mu. \end{aligned}$$

Напишем уравнение (12) в виде

$$\frac{\sin 3x}{c} + \sin (2x - t) = 0.$$

Отсюда

$$\left. \begin{aligned} \sin \mu &= -\frac{\sin 3x}{c}; \\ \cos^2 3x &= 1 - c^2 \sin^2 \mu; \\ -\cos 3x dx &= \frac{c}{3} \cos \mu d\mu. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Пользуясь этими выражениями, получаем

$$\begin{aligned} xdy - ydx &= \left(2c^2 - 2 \sin^2 3x + 2 \cos^2 3x + \frac{8}{9} \cos^2 3x \right) dx - \\ &- \left(\frac{4}{9} - \frac{4}{9} c^2 \sin^2 \mu + \frac{8}{9} c^2 \cos^2 \mu \right) d\mu = \left(2c^2 + 2 \cos 6x + \frac{8}{9} \cos^2 3x \right) dx - \\ &- \left(\frac{4}{9} + \frac{8}{9} c^2 - \frac{4}{3} c^2 \sin^2 \mu \right) d\mu. \end{aligned} \quad (14)$$

При помощи уравнений (13) можно привести выражение (14) к одному аргументу, но проще интегрировать первое слагаемое по x , а второе по μ , заменив соответственно пределы интегрирования.

Изменению x в интервале $\left(0, \frac{\pi}{6}\right)$ соответствует изменение μ в интервале $\left(0, -\arcsin \frac{1}{c}\right)$, а изменению x в интервале $\left(\pi, \frac{7}{6}\pi\right)$ — изменение μ в интервале $\left(0, \arcsin \frac{1}{c}\right)$.

$$\begin{aligned} \theta_{\text{внутр. ог}} &= 3 \int_{\pi}^{\frac{7}{6}\pi} xdy - ydx = 3 \left[\int_{\pi}^{\frac{7}{6}\pi} 2c^2 dx + \int_{\pi}^{\frac{7}{6}\pi} 2 \cos 6x dx + \right. \\ &\quad \left. + \int_{\pi}^{\frac{7}{6}\pi} \frac{8}{9} \cos^2 3x dx - \int_0^{\arcsin \frac{1}{c}} \frac{4}{9} d\mu - \int_0^{\arcsin \frac{1}{c}} \frac{8}{9} c^2 d\mu + \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \int_0^{\arcsin \frac{1}{c}} \frac{4}{3} c^2 \sin^2 \mu d\mu \Big] = 3 \left(\frac{1}{3} c^2 \pi + 0 + \frac{2}{27} \pi - \frac{4}{9} \arcsin \frac{1}{c} - \right. \\
& \left. - \frac{8}{9} c^2 \arcsin \frac{1}{c} + \frac{2}{3} c^2 \arcsin \frac{1}{c} - \frac{1}{3} c^2 \sin 2 \arcsin \frac{1}{c} \right); \\
& \sin 2 \arcsin \frac{1}{c} = 2 \sin \arcsin \frac{1}{c} \cos \arcsin \frac{1}{c} = \\
& = \frac{2}{c} \sqrt{1 - \frac{1}{c^2}} = \frac{2}{c^2} \sqrt{c^2 - 1}.
\end{aligned}$$

Окончательно для произвольной величины R получаем

$$\theta_{\text{внутр. о}} = R^2 \left[\left(\frac{2}{9} + c^2 \right) \pi - 2 \sqrt{c^2 - 1} - \frac{2}{3} (2 + c^2) \arcsin \frac{1}{c} \right].$$

Аналогично для высшей огибающей

$$\begin{aligned}
\theta_{\text{вн. о}} &= 3 \int_0^{\frac{\pi}{6}} x dy - y dx = 3 \left[\int_0^{\frac{\pi}{6}} 2c^2 dx + \int_0^{\frac{\pi}{6}} 2 \cos 6x dx + \int_0^{\frac{\pi}{6}} \frac{8}{9} \cos^2 3x dx - \right. \\
& \left. - \int_0^{-\arcsin \frac{1}{c}} \frac{4}{9} d\mu - \int_0^{-\arcsin \frac{1}{c}} \frac{8}{9} c^2 d\mu + \int_0^{-\arcsin \frac{1}{c}} \frac{4}{3} c^2 \sin^2 \mu d\mu \right] = \\
& = 3 \left(\frac{1}{3} c^2 \pi + 0 + \frac{2}{27} \pi + \frac{4}{9} \arcsin \frac{1}{c} + \frac{8}{9} c^2 \arcsin \frac{1}{c} - \right. \\
& \left. - \frac{2}{3} c^2 \arcsin \frac{1}{c} + \frac{1}{3} c^2 \sin 2 \arcsin \frac{1}{c} \right); \\
\theta_{\text{вн. о}} &= R^2 \left[\left(\frac{2}{9} + c^2 \right) \pi + 2 \sqrt{c^2 - 1} + \frac{2}{3} (2 + c^2) \arcsin \frac{1}{c} \right].
\end{aligned}$$

4. Экстремумы величины δ соответствуют тем же значениям параметра ψ , что и экстремумы $\sin \delta$:

$$\begin{aligned}
\frac{d \sin \delta}{d \psi} &= \frac{2 \cos 2\psi_1 \sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi_1} + \frac{2c \sin^2 2\psi_1}{\sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi_1}}}{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi_1} = \\
&= \frac{2 \cos 2\psi_1 (1 + c^2 + 2c \cos 2\psi_1) + 2c \sin^2 2\psi_1}{(1 + c^2 + 2c \cos 2\psi_1)^{3/2}} = 0.
\end{aligned}$$

Приравняв 0 числитель последней дроби, получаем

$$\cos^2 2\psi_1 + \frac{1 + c^2}{c} \cos 2\psi_1 + 1 = 0;$$

$$\cos 2\psi_1 = -\frac{1}{c};$$

$$\begin{aligned}
5. \quad F_1 &= R^2 \int_{\psi}^{\psi + \frac{2\pi}{3}} \left(\frac{1}{3} \cos 3\psi + c \cos \psi \right) (\cos 3\psi + c \cos \psi) d\psi = \\
&= R^2 \int_{\psi}^{\psi + \frac{2\pi}{3}} \left(\frac{1}{3} \cos^2 3\psi + \frac{4}{3} c \cos 3\psi \cos \psi + c^2 \cos^2 \psi \right) d\psi = \\
&= R^2 \left[\frac{1}{6} \left(\psi + \frac{1}{6} \sin 6\psi \right) + \frac{c}{3} \left(\sin 2\psi + \frac{1}{2} \sin 4\psi \right) + \frac{c^2}{2} \left(\psi + \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + \frac{1}{2} \sin 2\psi \right) \right]_{\psi}^{\psi + \frac{2\pi}{3}} = R^2 \left[\frac{\pi}{9} + \frac{\sqrt{3}}{3} c \cos 2 \left(\psi + \frac{\pi}{3} \right) - \right. \\
&\quad \left. - \frac{\sqrt{3}}{6} c \cos 4 \left(\psi + \frac{\pi}{3} \right) + \frac{\pi}{3} c^2 + \frac{\sqrt{3}}{4} c^2 \cos 2 \left(\psi + \frac{\pi}{3} \right) \right] = \\
&= R^2 \left[\frac{\pi}{3} \left(\frac{1}{3} + c^2 \right) - \frac{\sqrt{3}}{3} c \cos \left(2\psi - \frac{\pi}{3} \right) + \right. \\
&\quad \left. + \frac{\sqrt{3}}{6} c \cos \left(4\psi + \frac{\pi}{3} \right) + \frac{\sqrt{3}}{4} c^2 \cos 2 \left(\psi + \frac{\pi}{3} \right) \right];
\end{aligned}$$

$$F_2 = \frac{1}{2} (x_1 + x) (y_1 - y);$$

$$-\frac{\pi}{2} < \psi < -\frac{\pi}{6};$$

$$\begin{aligned}
F_2 &= \frac{R^2}{2} \left[\frac{1}{3} \cos 3\psi_1 + c \cos \psi_1 + \frac{1}{3} \cos 3\psi + c \cos \psi \right] \times \\
&\quad \times \left[\frac{1}{3} \sin 3\psi_1 + c \sin \psi_1 - \frac{1}{3} \sin 3\psi - c \sin \psi \right]; \\
\sin \psi_1 &= \sin \left(\psi + \frac{2\pi}{3} \right); \quad \cos \psi_1 = \cos \left(\psi + \frac{2\pi}{3} \right); \\
\sin 3\psi_1 &= \sin 3\psi; \quad \cos 3\psi_1 = \cos 3\psi; \\
F_2 &= \frac{R^2}{2} \left\{ \frac{2}{3} \cos 3\psi + c \left[\cos \left(\psi + \frac{2\pi}{3} \right) + \cos \psi \right] \right\} \left\{ c \left[\sin \left(\psi + \right. \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + \frac{2\pi}{3} \right) - \sin \psi \right] \right\} = \frac{R^2}{2} \left[\frac{2}{3} \cos 3\psi + c \cos \left(\psi + \frac{\pi}{3} \right) \right] \times \\
&\quad \times \sqrt{3} c \cos \left(\psi + \frac{\pi}{3} \right) = \frac{R^2}{2} \left[\frac{2\sqrt{3}}{3} c \cos 3\psi \cos \left(\psi + \frac{\pi}{3} \right) + \right. \\
&\quad \left. + \sqrt{3} c^2 \cos^2 \left(\psi + \frac{\pi}{3} \right) \right];
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
2 \cos 3\psi \cos \left(\psi + \frac{\pi}{3} \right) &= \cos \left(4\psi + \frac{\pi}{3} \right) + \cos \left(2\psi - \frac{\pi}{3} \right); \\
\cos^2 \left(\psi + \frac{\pi}{3} \right) &= \frac{1}{2} \left[1 + \cos 2 \left(\psi + \frac{\pi}{3} \right) \right]; \\
F_2 &= \frac{R^2}{2} \left\{ \frac{\sqrt{3}}{3} c \left[\cos \left(4\psi + \frac{\pi}{3} \right) + \cos \left(2\psi - \frac{\pi}{3} \right) \right] + \right. \\
&+ \frac{\sqrt{3}}{2} c^2 \left[1 + \cos 2 \left(\psi + \frac{\pi}{3} \right) \right] \left. \right\} = R^2 \left[\frac{\sqrt{3}}{4} c^2 + \frac{\sqrt{3}}{4} c^2 \cos 2 \left(\psi + \right. \right. \\
&\left. \left. + \frac{\pi}{3} \right) + \frac{\sqrt{3}}{6} c \cos \left(2\psi - \frac{\pi}{3} \right) + \frac{\sqrt{3}}{6} c \cos \left(4\psi + \frac{\pi}{3} \right) \right].
\end{aligned}$$

Это выражение получено при условии $-\frac{\pi}{2} \leq \psi \leq -\frac{\pi}{6}$, но вследствие аналитичности функции F_2 оно может быть продолжено на область $-\pi \leq \psi \leq \pi$.
Затем

$$\begin{aligned}
F_1 - F_2 &= R^2 \left[\frac{\pi}{3} \left(\frac{1}{3} + c^2 \right) \right] - \frac{\sqrt{3}}{3} c \cos \left(2\psi - \frac{\pi}{3} \right) + \\
&+ \frac{\sqrt{3}}{6} c \cos \left(4\psi + \frac{\pi}{3} \right) + \frac{\sqrt{3}}{4} c^2 \cos 2 \left(\psi + \frac{\pi}{3} \right) - \frac{\sqrt{3}}{4} c^2 - \\
&- \frac{\sqrt{3}}{4} c^2 \cos 2 \left(\psi + \frac{\pi}{3} \right) - \frac{\sqrt{3}}{6} c \cos \left(2\psi - \frac{\pi}{3} \right) - \\
&- \frac{\sqrt{3}}{6} c \cos \left(4\psi + \frac{\pi}{3} \right) \left. \right] = R^2 \left[\frac{\pi}{9} + c^2 \left(\frac{\pi}{3} - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) - \right. \\
&- \frac{\sqrt{3}}{2} c \cos \left(2\psi - \frac{\pi}{3} \right) \left. \right] = \pi e^2 + \left(\frac{\pi}{3} - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) a^2 - \\
&- \frac{3\sqrt{3}}{2} a e \cos \left(2\psi - \frac{\pi}{3} \right);
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
6. \sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi} &= \sqrt{1 + c^2 + 2c(1 - 2 \sin^2 \psi)} = \\
&= \sqrt{1 + c^2 + 2c - 4c \sin^2 \psi} = \sqrt{(c+1)^2 - (2\sqrt{c})^2 \sin^2 \psi} = \\
&= (c+1) \sqrt{1 - \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1} \right)^2 \sin^2 \psi};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Delta F &= kR \int_{\psi}^{\psi + \frac{2\pi}{3}} \sqrt{1 + c^2 + 2c \cos 2\psi} d\psi = \\
&= kR(c+1) \int_{\psi}^{\psi + \frac{2\pi}{3}} \sqrt{1 - \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1} \right)^2 \sin^2 \psi} d\psi =
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= kR(c+1) \left[\int_0^{\psi + \frac{2\pi}{3}} \sqrt{1 - \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1} \right)^2 \sin^2 \psi} d\psi - \right. \\
&\quad \left. - \int_0^{\psi} \sqrt{1 - \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1} \right)^2 \sin^2 \psi} d\psi \right] = \\
&= kR(c+1) \left[E \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \psi + \frac{2\pi}{3} \right) - E \left(\frac{2\sqrt{c}}{c+1}; \psi \right) \right].
\end{aligned}$$

7. Международная федерация автомобильного спорта (ФИА) в 1962 г. предложила определять рабочий объем одной камеры РПД Ванкеля по формуле

$$V_{hk} = 0,325 (C^2 - D^2) H,$$

где $C = 2(a+e+k)$ — большая ось действительного контура рабочей полости;
 $D = 2(a-e+k)$ — малая ось действительного контура рабочей полости.

Вывод формулы не опубликован. Покажем, что эта формула тождественна формуле (42)*:

$$C^2 = 4(a^2 + e^2 + k^2 + 2ae + 2ak + 2ek);$$

$$D^2 = 4(a^2 + e^2 + k^2 - 2ae + 2ak - 2ek);$$

$$C^2 - D^2 = 16e(a+k);$$

$$V_{hk} = 0,325 \cdot 16e(a+k)H = 5,2eH(a+k).$$

$$\begin{aligned}
8. \sqrt{9+c^2+6c\cos 2\psi} &= \sqrt{9+c^2+6c(1-2\sin^2\psi)} = \\
&= \sqrt{9+c^2+6c-12c\sin^2\psi} = \sqrt{(c+3)^2 - (2\sqrt{3c})^2 \sin^2\psi} = \\
&= (c+3) \sqrt{1 - \left(\frac{2\sqrt{3c}}{c+3} \right)^2 \sin^2\psi}.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&\frac{2}{\pi} \omega_1^2 R \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{9+c^2+6c\cos 2\psi} d\psi = \\
&= \frac{2}{\pi} \omega_1^2 R (c+3) E \left(\frac{2\sqrt{3c}}{c+3} \right).
\end{aligned}$$

* См. стр. 94.

ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ НЕКОТОРЫХ РПД ФИРМ НСУ И КЕРТИС-РАЙТ

Модель	$V_{H\kappa}$ в см ³	ϵ в мм	a в мм	H в мм	k в мм	ϵ	θ_{max}	$\frac{H}{\epsilon}$	Количество роторов	$\frac{N^*}{n}$	Охлаждение	Год выпуска	Назначение
Фирма НСУ													
ККМ-60	60	7,6	47	32	—	2,06	29	4,2	1	6/6000	Воздушное	1961	Экспериментальный
ККМ-125	125	9,5	65	40	—	2,28	26	4,2	1	27/10000	Водяное	1959	То же
ККМ-150	150	10,5	66	41	1	2,10	28	3,9	1	18,5/7000	Водяное	1958	Лодочный
										13,5/6000	Воздушное	1962	Экспериментальный
ККМ-250	250	11	84	52	1	2,54	23	4,7	1	36/6000	Водяное	1959	То же
ККМ-400	400	14	89	59	2	2,12	28	4,2	1	20/6000	Воздушное	1961	Опытный
ККМ-500	500	16	99	59	2	2,05	29	3,7	1	60/6000	»	1961	автомобильный
ККМ-502	500	14	100	67	2	2,38	25	4,8	1	54/5500	»	1963	То же
ККМ-512	500	14	100	67	2	2,38	25	4,8	2	110/6000	»	1966	Автомобильный
													То же
Фирма Кертис-Райт													
RC2-60-U5	980	19,05	131,5	76,2	—	2,30	26	4,0	2	185/5000	Водяное	1964	Многоцелевой

* В числителе дана эффективная мощность двигателя в л. с., а в знаменателе — соответствующее этой мощности число оборотов в минуту.

СПИСОК ПАТЕНТОВ, НА КОТОРЫЕ ЕСТЬ ССЫЛКИ В ТЕКСТЕ

Автор	Страна	Дата заявки	№ патента	Класс, подкласс, группа
Daimler-Benz	ФРГ	1960	1 133 943	46a ⁵ .10
Daimler-Benz	ФРГ	1960	1 135 708	46a ⁵ .10
Daimler-Benz	ФРГ	1960	1 136 531	46a ⁵ .10
NSU	ФРГ	1961	1 137 901	46a ⁵ .10
NSU	ФРГ	1961	1 137 902	46a ⁵ .10
Daimler-Benz	ФРГ	1961	1 145 433	46a ⁵ .10
Froede W.	ФРГ	1963	1 154 683	46a ⁵ .10
Daimler-Benz	ФРГ	1964	1 166 548	46a ⁵ .10
Goetze	ФРГ	1964	1 166 549	46a ⁵ .10
Paschke H. D	ФРГ	1961	1 170 730	46a ⁵ .10
Daimler-Benz	Англия	1961	929 770	110.2
NSU	Англия	1961	938 827	110.2
Daimler-Benz	Англия	1961	939 189	110.2
Curtiss-Wright	США	1960	3 033 180	123-8
Curtiss-Wright	США	1961	3 102 518	123-8
NSU	США	1962	3 102 520	123-8

ЛИТЕРАТУРА

1. Авдонькин Н. Ф. Износ двигателя ГАЗ-2Г. — «Автомобильная промышленность», 1960, № 10.
2. Апазиди Г. Д., Бойко А. М., Шаралов А. В. Развитие конструкции роторных двигателей внутреннего сгорания. Вып. 167, НАТИ, М., 1963.
3. Бениович В. С. Расчет роторного двигателя. Вып. 179, НАТИ, М., 1965.
4. Бениович В. С. О выборе отношения высоты рабочей полости к эксцентриситету в роторном двигателе. — «Тракторы и сельхозмашины», 1963, № 5.
5. Бениович В. С. и Гостев В. Б. К расчету процесса обработки контура рабочей полости роторного двигателя. — «Тракторы и сельхозмашины», 1962, № 9.
6. Бениович В. С. и Гостев В. Б. Определение параметров роторного двигателя. Вып. 139, НАТИ, М., 1961.
7. Бениович В. С. и Гостев В. Б. Исследование геометрии ротора и рабочей полости роторного двигателя. — «Тракторы и сельхозмашины», 1961, № 7.
8. Бениович В. С. и Гостев В. Б. К расчету кинематики и рабочих объемов роторного двигателя. — «Тракторы и сельхозмашины», 1961, № 11.
9. Бойко А. М. Система уплотнения роторного двигателя. Вып. 179, НАТИ, М., 1965.
10. Воронкин А. А. и Цеслинский А. С. Выбор основных размеров роторного двигателя. — «Автомобильная промышленность», 1966, № 3.
11. Квасенко-Нилов В. М. Геометрические соотношения элементов роторного двигателя внутреннего сгорания. «Известия АН СССР» (ОТН. Энергетика и автоматика), 1961, № 3.
12. Ханнин Н. С., Чистозвонов С. Б. Автомобильные роторнопоршневые двигатели. М., Машиностроение, 1964.
13. R. F. Ansdales. NSU — Wankel Engine. «Automobile Engineer», May, 1960.
14. R. F. Ansdales. Rotary Combustion Engines. «Automobile Engineer», Dec., 1963, Jan., Febr., 1964.
15. M. Bentele. Cuntiss — Wright's Entwicklungen an Rotationsverbrennungsmotoren. «MTZ», 1961, N 6.

16. M. Bentele. New Rotating Combustion Engines by Curtiss — Wright — «SAE» Journ., 1961, N 5.
17. M. Bentele. Weiterentwicklung von Rotationsverbrennungsmotoren bei Curtiss — Wright. «MTZ», 1962, N 9.
18. M. Bentele, C. Jones. Curtiss — Wright's New Rotating Combustion Units. «Diesel and Gas Turbine Progress», 1966, N 4.
19. M. Bentele, C. Jones. Fortschritte mit Curtiss — Wright's Rotationsverbrennungsmotoren. «MTZ», 1966, N 5.
20. Ein luftgekühlter Wankelmotor. «MTZ», 1965, N 4.
21. S. Fabbri. Motore NSU — Wankel con rotore planetario. Caratteristiche geometriche e problemi relativi alla costruzione dello stator. «Ingegneria Messanica», Magg., 1962.
22. S. Fabbri. Capsulismi a rotore planetario. «ATA», Marzo 1964.
23. S. Fabbri. Profili limite e rapporto di compressione nei capsulismi a rotore planetario «ATA», Giugno, 1964.
24. Forward with Wankel. «Motor», 12, Febr., 1966.
25. W. Froede. Entwicklungsarbeiten am Dreh — und Kreiskolben — Verbrennungsmotoren. «VDI — Zeitschrift», 11, März, 1960.
26. W. Froede. Kreiskolbenmotoren Bauart NSU — Wankel. «MTZ», 1961, N 1.
27. W. Froede. Auszüge aus neueren Entwicklungsarbeiten am Kreiskolbenmotor Bauart NSU — Wankel. «MTZ», 1963, N 4.
28. W. Froede, G. Jungbluth. Der Kreiskolbenmotor des NSU — Spider. «ATZ», 1966, NN 5, 8.
29. E. W. Huber. Thermodynamische Untersuchungen an der Kreiskolbenmaschine «VDI — Zeitschrift», 11, März, 1960.
30. E. W. Huber. Rotationskolbenmaschinen. als Verbrennungsmotoren. «ATZ», 1960, N 3.
31. F. Huf. Historique des machines a piston rotatif. «Revue Automobile», N 49, 16, Dec., 1961.
32. R. T. Hurley. C. — W. Rotating Combustion Engine. «SAE» Journ., 1960, N 6.
33. C. Jones. The Curtiss — Wright Rotating Combustion Engines Today. SAE Meeting, Aug., 1964.
34. G. Jungbluth. Der NSU — Wankel Kreiskolbenmotor. «Automobilindustrie», 1965, N 3.
35. H. Kühner. Das theoretisch mögliche Verdichtungsverhältnis von Trochoidenmaschinen. «MTZ», 1965, N 9.
36. H. Mundy. NSU — Wankel Rotary Expansion Engine. «The Autocar», 19 Febr., 1960.
37. J. F. Norbye. Le moteur Wankel aux Etats — Unis. «Revue Automobile», 5 Mai, 1966.
38. NSU — Wankel Spider. «Motor», 22 May, 1965.
39. Production Men at Grips with the Wankel. «Metalworking Production», 13, Jan., 1965.
40. V. Quaggiotti. Sul motore «Wankel»: il rapporto volumetrico di compressione in relazione al profilo del rotore. «Il Calore», 1965, N 12.

41. F. A. Roepcke. Rotating Combustion Engine is well suited to aircraft use. «SAE» Journ. 1963, N 5.
42. E. Schmidt. Die Drehkolben — und Kreiskolbenmaschine. «VDI — Zeitschrift», 11 März, 1960.
43. M. Sejvl. Mechanismus motoru Wankel. «Svet motoru», 1963, NN 3, 4.
44. Trochoidal Theorem. «The Autocar», 4 Dec., 1959.
45. Der Vergaser des Wankelmotors. «Motor — Rundschau», 1964, N 18.
46. Vorträge der VDI — Tagung, München, 1960, «VDI — Berichte», 1960, N 45.
47. F. Wankel. Einteilung der Rotationskolbenmaschinen. Stuttgart 1963.
48. F. Wankel. Rotary Piston Engine Performance Criteria. «Automobile Engineer», 1964, N 9.
49. F. Wankel, W. Froede. Bauart und gegenwertiger Entwicklungsstand einer Trochoiden — Rotationskolbenmaschine. «MTZ», 1960, N 2.
50. Wankel — Motoren in der Entwicklung. «Auto, Motor und Sport», 1966, N 13.
51. Wankel Rotary Piston Engine. «The Autocar», 11, 18 Dec., 1959.
52. Zweischeiben Wankelmotor. «Motor — Rundschau», 1966, N 12.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Введение	4
Конструкция и исследование роторпоршневых двигателей	11
Двигатели фирмы НСУ	11
Двигатели фирмы Кертис-Райт	40
Двигатели других фирм	55
Герметизация рабочих камер	62
Определение параметров роторпоршневых двигателей	81
Геометрия роторпоршневого двигателя	81
Уравнение теоретического контура рабочей полости	81
Форма ротора	84
Угол отклонения пластин радиальных уплотнений	87
Действительный контур рабочей полости	89
Изменение объема рабочих камер	90
Рабочий объем	92
Степень сжатия	94
Эпи- и гипотрохоидные РПД с z-угольным ротором	95
Обработка контура рабочей полости	102
Кинематика роторпоршневого двигателя	105
Отношение угловых скоростей ротора и эксцентрикового вала	105
Скорость вершин ротора	106
Ускорение вершин ротора	107
Траектория, скорость и ускорение любой точки ротора	109
Эпи- и гипотрохоидные РПД с z-угольным ротором	111
Сравнение эпи- и гипотрохоидных РПД	113
Динамика роторпоршневого двигателя	114
Силы, действующие на ротор. Крутящий момент	114
Уравновешивание РПД	115
Силы инерции пластин радиальных уплотнений	116
Многороторные РПД	117
Выбор основных параметров роторпоршневого двигателя	120
Приложение 1	130
Приложение 2	137
Приложение 3	147
Список патентов, на которые есть ссылки в тексте	148
Литература	149

Виктор Соломонович Бениович, Георгий Дмитриевич Апазиди,
Александр Максимович Бойко
«РОТОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Редактор издательства В. В. Глебова—Авилова	Технический редактор Н. В. Тимофеева
Корректор Л. Ф. Никифорова	Обложка художника Л. С. Вендрова
Сдано в производство 18/V 1967 г.	Подписано к печати 31/I 1968 г.
Т-03910 Тираж 6000 экз.	Бум. л. 4,75 Уч.-изд. л. 10,0
Формат 60×90 ¹ / ₁₆	Цена 84 коп. Зак. № 351

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»,
Москва, Б-66, 1-я Басманный пер., 3.

Московская типография № 6 Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Москва, Ж-88, 1-я Южно-портовый пр., 17.

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
55	19—20-я сверху	дрессельной заслонки	диффузора
76	3-я снизу	5	6
77	2-я сверху	6	5
143	7-я сверху	высшей	внешней

Поправка к стр. 98. Формулы для определения x_0 и u_0 относятся только к эпитрохонным схемам.

Зак. 3052/351. Бениович В. С. и др.

Цена 84 коп.



ИЗДАТЕЛЬСТВО „МАШИНОСТРОЕНИЕ“